creative commons
COMMONS DEED

저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:

저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.

변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 이용허락규약(Legal Code)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

Disclaimer

dCollection

[UCI]I804:48009-200000288307

공 학 석 사 학 위 논 문

Active Contact Flange 를 이용한 표면 가공 작업 접촉력 제어에 관한 연구

Study on Contact Force Control of Surface Machining Using Active Contact Flange

울 산 대 학 교 대 학 원

건 설 기 계 공 학 과

서 보 문

Active Contact Flange 를
이용한 표면 가공 작업 접촉력
제어에 관한 연구

지도교수 안 경 관

이 논문을 공학석사학위 논문으로 제출함

2020 년 02 월

울 산 대 학 교 대 학 원
건 설 기 계 공 학 과
서 보 문

서보문의 공학석사학위 논문을 인준함

심사위원 양순용 (인)

심사위원 이병룡 (인)

심사위원 안경관 (인)

울 산 대 학 교 대 학 원

2020 년 02 월

국 문 요 약

Active Contact Flange를 이용한 표면 가공 작업 접촉력 제어에 관한 연구

울산대학교 일반대학원
건설기계공학과
서 보 문

본 논문에서는 기존의 표면 가공 자동화에서의 힘/위치 동시 제어를 통한 불안정한 힘 제어를 따로 분리하여 작업할 수 있게 하는 Active Contact Flange(ACF)를 제안한다. ACF는 로봇팔의 끝단의 가공장치와 로봇팔 사이에 설치되어 작업물과 가공장치 사이에 일정한 접촉력을 유지시켜 표면 가공 작업에 있어 좋은 결과물을 얻을 수 있도록 도와주는 장치다. 기존의 접촉력 유지를 위해 구조가 복잡하거나 고가의 장비를 사용했던 것과 달리 ACF는 공압 실린더와 Pressure Regulator만을 사용하여 경제성과 환경, 효율 등을 고려하였다. 하지만 ACF 시스템이 사용하는 공압에는 비선형성이 존재하기에 그에 적합한 제어전략을 통한 접촉력 제어를 한다. 기존의 PID 제어기의 경우 간단하고 성능이 좋지만 게인이 고정되어 외란에 대한 불확실성이 있고, Fuzzy의 경우 Fuzzy rule을 정하는데 어려움이 있다. 그러므로 본 논문에서는 간단하고 외란에 우수한 성능을 보이는 Integral Sliding Mode Controller를 적용하여 ACF의 접촉력 제어를 하였다.

ACF의 Pressure Regulator와 공압 실린더의 모델링을 활용한 시뮬레이션을 제작하여 검증하고, 계산한 모델링을 바탕으로 Integral Sliding Mode Controller를 구성하여 접촉력 추적 성능을 구현하였다.

차 례

국문요약 i

차례 ..... ii－iii

List of Tables iv

List of Figures v

1. 서 론 1-3

1.1 연구 배경 및 목적 1-2

1.2 본문의 구성 3

2. Active Contact Flange 4-9

2.1 공압시스템 4

2.2 ACF 시스템 구성 5

2.3 공압 실린더 모델링 5-7

2.4 ACF 동적 모델링 8-9

3. 시뮬레이션 10-11

4. 제어 알고리즘 12-17

4.1 Sliding Mode Controller 12-13

4.2 Integral Sliding Mode Controller 13-17

4.3 Stability 17

5. 시험장치구성 18-19

6. 실험결과 20-34
6.1. 실험구성 20
6.2. 실험 20-34
6.2.1. Case 1 24-25
6.2.2. Case 2 26-27
6.2.3. Case 3 28-30
6.2.4. Case 4 31-32
6.2.5. Case 5 33-34
6.2.6. Case 6 35-36

7. 결론 37

8. 참고문헌 38-39

9. 영문요약 40

List of Tables

Table 1. ACF 테스트 벤치 스펙 19

Table 2. 제어기 Gain 20

Table 3. ACF 테스트 벤치 스펙 23

List of Figures

Fig 1. Active Contact Flange 구성 5

Fig 2. Active Contact Flange 8

Fig 3. Active Contact Flange Simulink 시뮬레이션 구성 10

Fig 4. 시뮬레이션과 pressure regulator 의 입력에 따른 압력값 비교 11

Fig 5. 시뮬레이션과 pressure regulator를 통한 접촉력 비교 11

Fig 6. h 값에 따른 하이퍼볼릭 탄젠트 함수 15

Fig 7. Structure of Integral Sliding Mode Controller 17

Fig 8. Active Contact Flange 실험 장치 구성 18

Fig 9. 실험을 위한 Force signal 21

Fig 10. ACF 시스템 응답, Step Signal 24

Fig 11.1. 제어기 비교, Step Signal 25

Fig 11.2. 제어기 비교 확대, Step Signal 25

Fig 12. ACF 시스템 응답, Pulse Signal 26

Fig 13.1. 제어기 비교, Pulse Signal 27

Fig 13.2. 제어기 비교 확대, Pulse Signal 27

Fig 14. ACF 시스템 응답, Sin Signal 28

Fig 15.1. 제어기 비교, Sin Signal 29

Fig 15.2. 제어기 비교 확대, Sin Signal 30

Fig 16. ACF 시스템 응답, Multi Step Signal 31

Fig 17.1. 제어기 비교, Multi Step Signal 32

Fig 17.2. 제어기 비교 확대, Multi Step Signal 32

Fig 18. ACF 시스템 응답, Step with disturbance(Slow) 33

Fig 19.1. 제어기 비교, Step with disturbance(Slow) 34

Fig 19.2. 제어기 비교 확대, Step with disturbance(Slow) 34

Fig 20. ACF 시스템 응답, Step with disturbance(Fast) 35

Fig 21.1. 제어기 비교, Step with disturbance(Fast) 36

Fig 21.2. 제어기 비교 확대, Step with disturbance(Fast) 36

1. 서론(Introduction)

1.1 연구 배경 및 목적

Grinding, Deburring, Polishing 등과 같은 표면 가공 작업은 제품의 품질과 부품의 수명에 높은 연관성을 가진다. 좋은 가공 품질을 위해서는 일정한 힘의 유지를 통한 가공으로 균등한 품질을 유지하는 것이 중요하다.[1)]

표면 가공 작업은 일반적으로 숙련된 노동자에 의해 일정한 힘과 자세의 유지를 통해 작업이 진행되어왔다. 노동 집약적이고 숙련되지 않은 노동자에게 작업을 맡기기 어렵기에 매우 비효율적이었다.[2)] 그리고 작업자들의 계속된 자세 및 힘 유지를 통해 다양한 신체 부위에 근골격계질환을 야기시킬 가능성이 있다.[3)] 그러기에 표면 가공의 자동화는 필수적이다.

표면 가공 자동화에 있어 다른 밀링이나 연삭과는 다르게 위치뿐 아니라 힘의 제어 또한 필요하다. 위치/힘 동시 제어를 위한 다양한 유형의 제어 방식과 매니퓰레이터가 개발되어왔다. 그러나 동시 제어의 경우 기계의 축에서 힘이 발생되기에 힘 생성이 지연될 수 있으며, 위치와 결합되어 발생 되어 힘의 정확성을 보장할 수 없다.[4-6)]

위치와 힘의 동시 제어를 피하기 위해 공구의 끝부분 작업도구를 통해 따로 힘 제어를 하고 로봇이나 공작 기계에는 위치 제어만을 통해 작업이 진행되도록 해야 한다. 자기유변 토크 서보의 서브 시스템을 갖춘 NC 연마 시스템이 개발되었지만 중량 대비 힘의 비율이 상대적으로 높고, 힘의 유지하는데 무리가 있었다.[7)] 그리고 일부 연구자들은 스프링[8)] 및 탄성 볼 타입 휠[9)]과 같은 다양한 수동 메커니즘을 사용하여 액추에이터가 없는 수동 호환 툴을 제시하기도 했으며 Furukawa[10)] 는 로봇 손목에 장착 된 수동 호환 엔드 이펙터를 사용하여 오정렬의 문제를 해결하기도 했다. 이 공구는 일반적인 병진 이동 범위 610mm 및 각도 범위 68° 내에서 공작물 표면과 접촉할 수 있게 만든다. 이러한 수동적인 순수 접촉력 제어는 비교적으로 저렴하고 빠른 응답의 이점이 있지만 공작물의 형상이 크게 변할 때 힘을 컨트롤하기 어렵다는 단점이 있다. 그리고 중력

보상 제어기를 사용하여 힘제어를 한다던가[11], 공압 실린더와 서보밸브를 사용하여 힘을 제어하는 툴[6]의 경우 가격적인 측면에서 비싸고 구조가 복잡해지는 단점이 있다.

이러한 작업 툴의 단점들을 보안하기 위해 본 논문에서는 작업도구의 능동적인 힘 유지를 위하여 공압 실린더를 활용한 ACF(Active Contact Flange)를 제안한다. 공압은 낮은 중량 대비 힘 비율이 높고, 가볍고 깨끗하며 저렴한 장점이 있어 표면 가공 자동화 장치에 적합하다. 제어 방식의 경우 기존 공압 실린더 제어를 위해 사용하는 고가의 서보밸브를 사용하지 않고 상대적으로 저가의 Pressure Regulating Valve를 사용하여 힘의 제어를 구현하였다. 하지만 공기의 압축성, 마찰력의 복잡성, 데드 존 효과, 초기 상태 변화에 따른 시스템 모델의 변화 등의 비선형성 때문에 적합한 제어 전략 수립이 필요하다.[12]

기존 전기 구동 시스템에서 좋은 성능을 보이는 PID 제어 알고리즘의 경우, 비선형 제어에 있어 부적합하며, Fuzzy control 의 경우 Fuzzy 룰을 제작하는 어려움이 있다. 그러기에 본 논문에서는 오차와 모델의 불확실성에 강력한 Integral Sliding Mode Control을 통해 ACF의 힘 제어를 하고자 한다.[13-15]

1.2 본문의 구성

본문은 총 5개의 장으로 구성되어 있다.

제 2장에서는 Active Contact Plange 에 대한 설명과 동적 모델링과 실린더 모델링에 대해서 정리하였다.

제 3장에서는 2장에서 기술한 모델링을 바탕으로 제작한 시뮬레이션을 실제 모델과 비교하여 시뮬레이션의 타당성을 검증한다.

제 4장에서는 Sliding Mode Controller을 기술하고 Integral Sliding Mode Controller를 만들고 이에 대한 Stablility를 정리하였다.

제 5장에서는 ACF 시험장치 구축 및 파라미터에 대해서 정리하였다.

제 6장에서는 ACF 시험장치에 Integral Sliding Mode Controller를 적용하여 힘유지의 기능을 확인한 뒤 결과에 대해서 정리하였다.

마지막으로 실험결과를 바탕으로 결론을 정리하였다.

2. Active Contact Flange

2.1 공압 시스템

공압 장치는 간단한 조작으로 사용이 가능하므로, 그 용도로서는 차량의 문개폐에서부터 치과용 그라인더, 가정용 공기주입기 및 나아가 산업용 로보트 및 미사일 유도탄에 이르기까지 그 적용범위는 광범위 하게 되어가고 있다.

특히 Low Cost Automation, Simple Automation으로서 널리 보급되었고 지금은 F・A로서(Factory Automation) 시스템 구성에 절대적인 요소로서 공장자동화의 수준향상에 따라 그 수요는 한층 더 증가하고 있다.

공압 시스템은 압축된 공기를 이용하여 동력을 전달하고 제어하는 장치로서 원리와 회로구성은 유압 시스템과 비교하여 크게 다르지 않다. 유압 시스템에서는 유압펌프가 유압유에 압력에너지를 공급하지만 공압 시스템에서는 압축기가 공기에 압력에너지를 공급한다. 또한 유압 시스템에서는 유압유를 저장하고 재사용하기 위한 기름탱크가 필요하지만 공압 시스템에서는 공기를 재사용할 필요가 없으므로 공압 시스템의 구성은 유압 시스템보다 간단하다.

그러나 공기는 압축성이 기름에 비하여 매우 크므로 높은 압력의 전달은 곤란하다. 일반적인 공압 시스템에서 공기의 최고 작동압력은 4~10kgf/㎠(0.4~1Mpa)정도이며, 엑추에이터의 최고 추력은 3ton 정도이다. 그러므로 공압 시스템은 유압과 같은 큰 동력을 필요로 하지 않는 생산설비의 자동화에 많이 사용되어진다. 그렇기에 본 논문에서 공압 시스템을 생산 표면 가공 과정의 자동화를 도와주는 Active Contact Flange에 접목하고자 한다.

2.2 ACF 시스템 구성

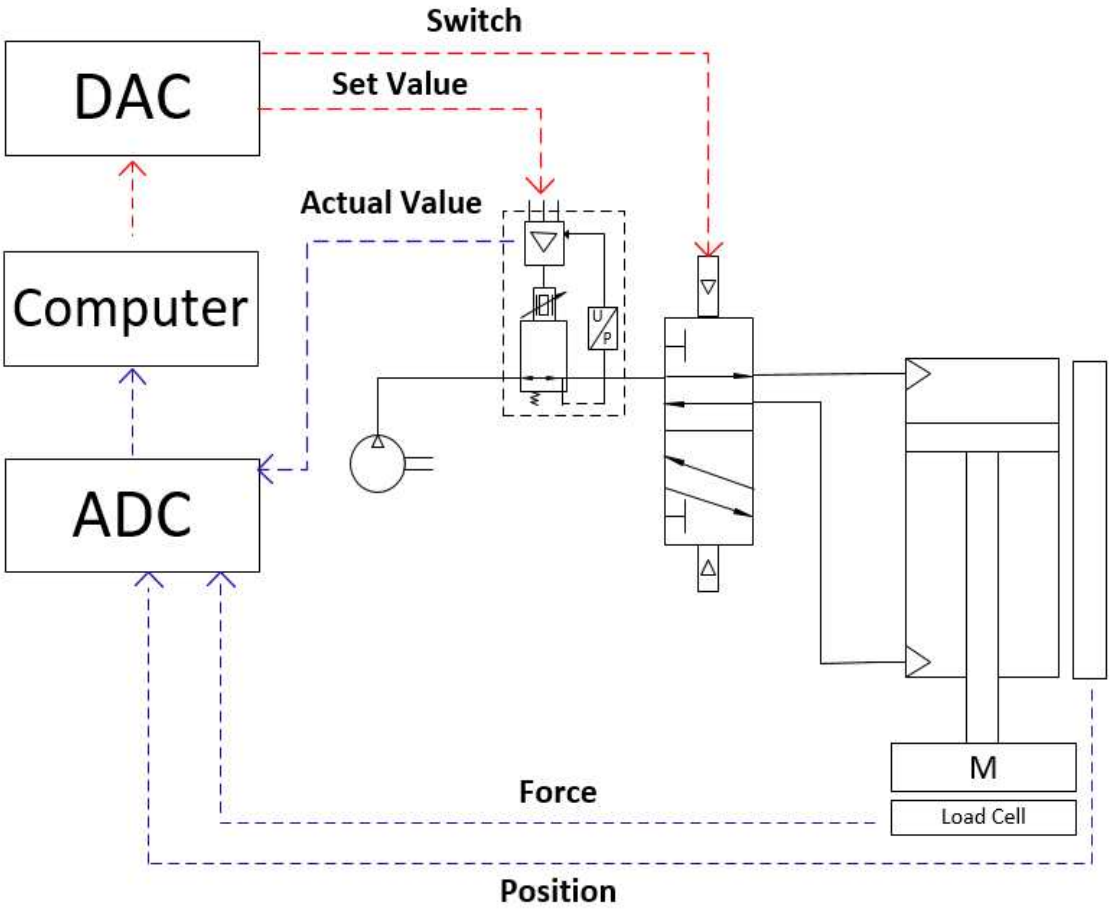

Fig 1. Active Contact Flange 구성

본 논문의 Active Contact Flange 시스템은 생산 자동화를 위한 장치로서 로봇팔 끝단에 장착하는 표면가공장치이다. 로봇팔 제어를 통한 힘 제어가 아닌 Fig 1 와 같은 공압 실린더를 사용하고, Pressure Regulator 제어를 통하여 표면가공에 필요한 힘을 구현하고 추적하는 시스템이다.

2.3 공압 실린더 모델링

ACF 시스템의 경우 Pressure Regulator 제어를 통하여 실린더에 압력을 공급하여 표면가공에 필요한 힘을 제공하는 시스템이다. Pressure Regulator 의 제어 방식은 다음과 같다.

이전의 연구에 따르면 공압 실린더 내부 연속방정식의 경우 이상 기체 방정식, 공기 유량 연속방정식을 통해 나타낼 수 있다.

이상 기체 방정식과 공기 유량 연속방정식은 다음 식과 같다.

$$\begin{aligned} P &= \mathrm{rRT} \\ \mathrm{m} &= \mathrm{rV} \end{aligned} \tag{1}$$

P는 기체의 압력이고, r는 비중량, R은 기체상수(gas constant), T 는 온도이다. 위 식의 조합을 통해 다음 식을 유도할 수 있다.

$$PV = \mathrm{mRT} \tag{2}$$

위 식에서 시스템 상에 열교환이 없고 온도가 일정하게 유지된다고 가정하고, 실린더가 움직였을 때 실린더 내의 공기 유량과 실린더 체적, 압력의 관계는 다음과 같다.

$$\dot{P}\mathrm{V} + \dot{V}\mathrm{P} = \dot{m}RT \tag{3}$$

위의 식 (3)을 $\dot{P}$으로 정리한다면 다음과 같이 정의된다.

$$\dot{P}_a = \frac{RT}{V_a}\dot{m} - \frac{P_a}{V_a}\dot{V}_a \tag{4}$$

여기서 V는 실린더의 체적이다. 위의 식 (4)를 Fig 2의 챔버 1의 $\dot{P}_1$으로 정리한다면 다음과 같이 정의된다.

$$\dot{P}_1 = -\frac{P_1 A_1 \dot{x}}{V_0 + A_1 x} + \frac{RT}{V_0 + A_1 x}\dot{m} \tag{5}$$

여기서 V_0는 실린더 헤드측 초기 체적이다. $\dot{m}$은 공기 유량식으로 다음과 같이 표현할 수 있다.[16)]

$$\dot{m}(P_s, P_1) = \begin{cases} \frac{C_s A_s P_s}{\sqrt{RT}} f_r\left(\frac{P_1}{P_s}\right) & if \quad P_s \geq P_1 \\ -\frac{C_s A_s P_1}{\sqrt{RT}} f_r\left(\frac{P_S}{P_1}\right) & if \quad P_s < P_1 \end{cases} \tag{6}$$

여기서 P_s 는 공급되는 압력이고, P_1 은 실린더 헤드측 챔버 내의 압력이다. A_s 는 Pressure Regulator 출구 측 오리피스 넓이이고, C_s 는 유량 계수(0.95)이다. 그리고 f_r 의 경우 아래의 식과 같이 표현된다.

$$f_r(y) = \begin{cases} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1}\left(y^{\frac{2}{\gamma}} - y^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right)} & if \quad y \geq \gamma_c \\ \sqrt{\gamma\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} & if \quad y < \gamma_c \end{cases} \tag{7}$$

여기서 γ_c는 임계 압력비로 다음과 같이 표현된다.

$$\gamma_c = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{8}$$

식 (6), (7), (8)의 원리를 통해 Pressure Regulator가 동작하여 P_1 을 만들어내며 그 관계식은 다음과 같다.

$$P_1 = \mathrm{u} \tag{9}$$

여기서 u는 제어 입력으로 0~10V 까지의 신호로 P_1 은 u의 신호에 맞게 설정되어 공급된다.

2.4 ACF 동적 모델링

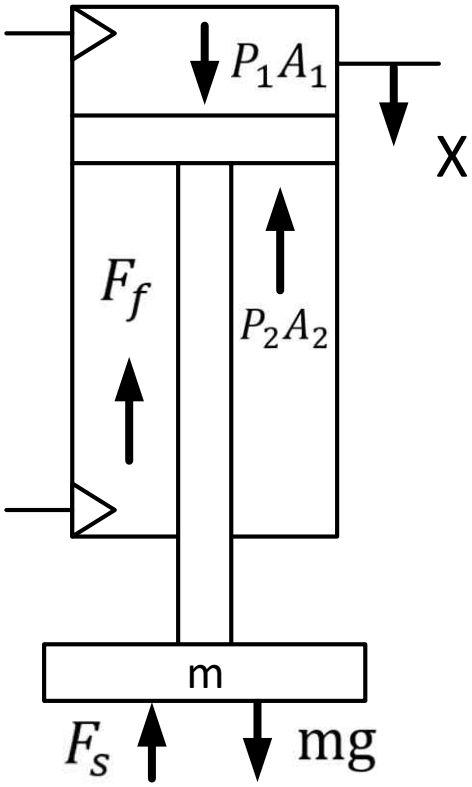

Fig 2. Active Contact Flange

제어기 설계를 위한 ACF에 대한 동적 모델링은 Fig 2과 같은 그림을 통해 뉴턴 제2법칙에 근거하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\sum F = F_{pres} - F_f - F_s = m\ddot{x} \tag{10}$$

F_{pres} 는 두 개의 공압 실린더 압력과 자중에 의한 힘이고, F_f 는 실린더 내부의 마찰력이며, F_s 는 로드셀을 통해 센싱되는 총 힘을 뜻한다. m은 Fig 2에서의 작동부 무게이고, x는 피스톤의 위치이다.

$$F_{pres} = 2(P_1A_1 - P_2A_2) + \mathrm{mg} \tag{11}$$

$$F_f = \mu_v\dot{x} + \mu_c sgn\ (\dot{x}) \tag{12}$$

P_1, P_2는 두 챔버의 압력, A_1은 실린더 헤드측 단면적, A_2는 실린더 로드측 단면적, μ_v는 점성마찰계수, μ_c는 정마찰계수이다. 즉, Pressure Ragulator를 통해 생성된 P_1과 피스톤의 단면적 A_1을 통한 실린더의 힘으로 Active Contact Flange의 접촉력을 조절한다.

$$m\ddot{x} = F_{pres} - F_f - F_s = \alpha u + g(x,t) - F_s \tag{13}$$

α는 제어 신호 u를 통해 선형적인 특성으로 생성되는 힘에 관한 변수로, 제어값 변화에 따른 실험과 실제 압력과 실린더 면적을 이용한 힘 계산을 통해서 α의 근사값을 구할 수 있다. g(x, t)의 경우, 하중에 의한 접촉력과 마찰력을 나타낸 함수이다.

3. 시뮬레이션

ACF 시스템의 모델링은 수학적인 관계를 통해 힘, 피스톤의 변위, 실린더 챔버의 압력, 공급 압력 및 압력 밸브의 유량을 통해 설명할 수 있다. 각각의 관계를 Matlab/Simulink 블록을 통해 관계에 대해 서술하고, 실제 시스템과 동일한 제어입력을 적용시켜 시뮬레이션과 실험 장치를 비교한다.

여기서, 실린더의 변위는 외란이 없는 상태에서 시뮬레이션의 정확성을 확인하기 위하여 변화시키지 않고 최대 값으로 고정시켜 적용한다. 그러므로 입력신호에 따른 챔버 압력 및 Pressure Regulator의 압력 조절과 접촉력을 확인하고 비교한다.

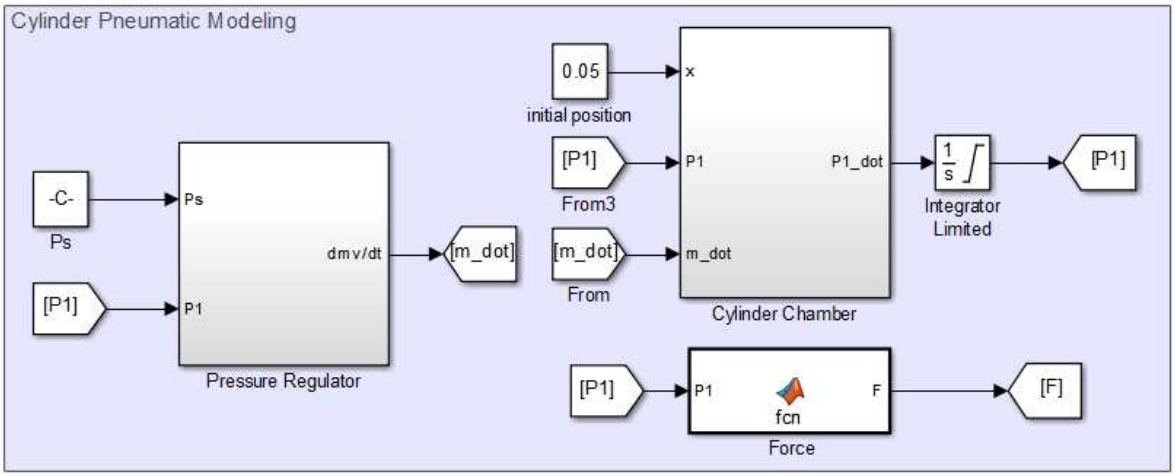

Fig 3. Active Contact Flange Simulink 시뮬레이션 구성

Fig 4 을 통해 입력신호에 따른 Pressure Regulator 의 압력 토출에 관한 시뮬레이션과 실제값을 비교하여 모델링을 검증하였으며, Fig 5 를 통해 형성되는 압력을 통한 접촉력 생성에 관한 식의 모델링 또한 검증을 하였다.

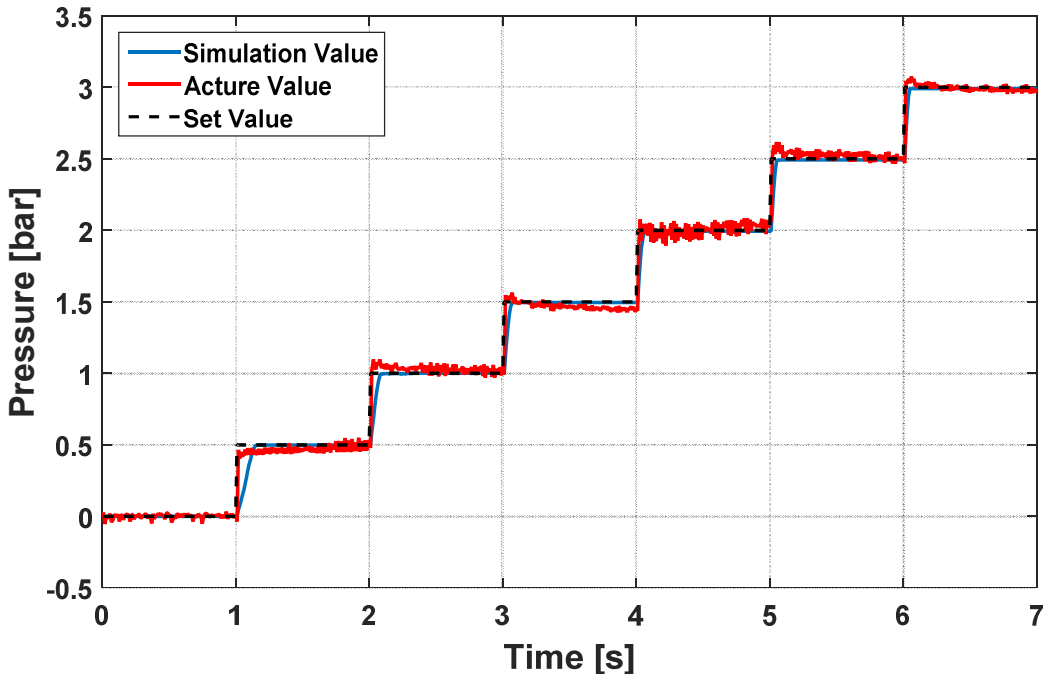

Fig 4. 시뮬레이션과 pressure regulator 의 입력에 따른 압력값 비교

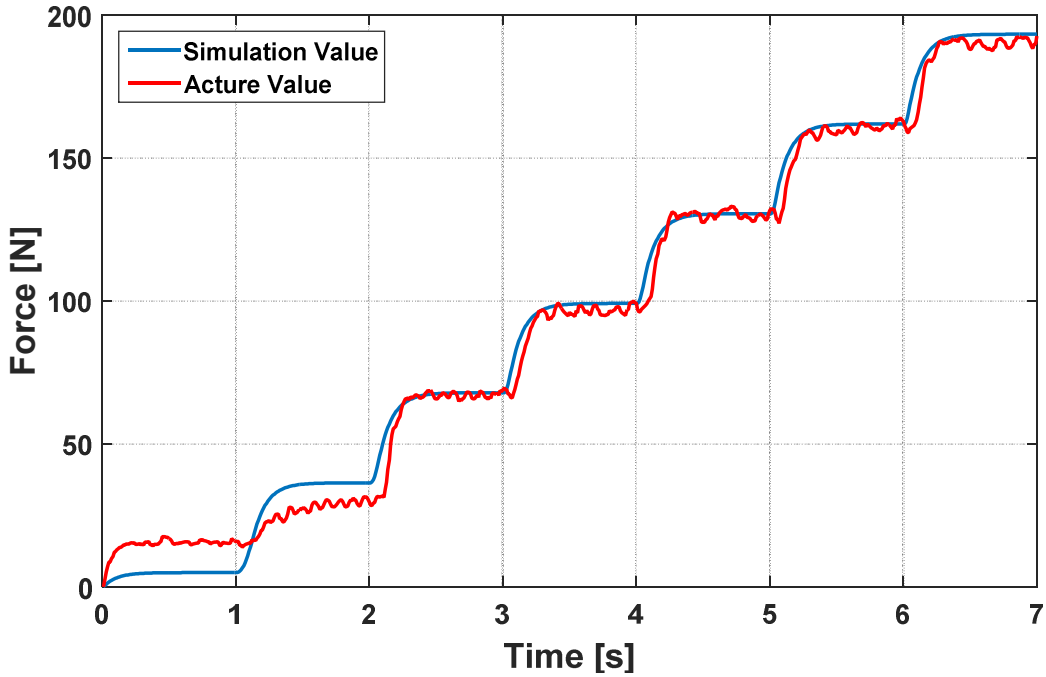

Fig 5. 시뮬레이션과 pressure regulator 를 통한 접촉력 비교

4. 제어 알고리즘

4.1 Sliding Mode Controller

Sliding Mode Control은 슬라이딩 평면을 이용하여 외부 외란 및 파라미터의 불확실성에 대해 강인함을 가진다. 일반적인 비선형 방정식의 형태는 다음 식 (14)과 같다.[17]

$$\dot{x} = \mathrm{f}(\mathrm{x},\mathrm{t}) - \mathrm{g}(\mathrm{x},\mathrm{t})\mathrm{u} \tag{14}$$

여기서 $\mathrm{x} \in R^n$ (상태변수 x는 n차원 벡터)는 시스템의 상태 벡터이고, $\mathrm{f} \in R^n, g \in R^n \times R$ 이고, $\mathrm{u} \in \mathrm{R}$ 은 시스템에 인가되는 제어 입력이다. 슬라이딩 평면은 다음 식 (15)과 같이 정의된다.

$$S = \mathrm{x} \in R^n | \, \mathrm{s}(\mathrm{x}) = 0 \tag{15}$$

시스템의 상태 벡터들을 슬라이딩 평면상에 위치하도록 하는 제어 입력 구성은 다음 식 (16)과 같다.

$$u = \begin{cases} u^+(x) & when \quad s(x) > 0 \\ u^-(x) & when \quad s(x) < 0 \end{cases} \tag{16}$$

시스템 궤적이 슬라이딩 평면에 도달하게 되면 시스템은 안정성, 파라미터 변동 및 외란에 강인함을 가진다. 그래서, 상태를 슬라이딩 평면에 도달하게 하는 조건을 결정하는 것이 중요하다. 이러한 조건을 도달 조건(reaching condition)이라 부른다.

도달 조건을 구하기 위해 다음 식 (17)과 같은 Lyapunov function candidate를 정의한다.

$$\mathrm{V}(\mathrm{x},\mathrm{t}) = \frac{1}{2}s^2(x) \tag{17}$$

여기서, $\mathrm{s}(\mathrm{x})$는 스위칭 함수이고, $\mathrm{x} \in R^n$은 시스템의 상태 벡터이다. 슬라이딩 모드를 존재하게 하는 도달 조건은 다음과 같이 구해진다.

$$\dot{V}(x,t) = s(x)\dot{s}(x) < 0 \quad for \quad x \in R^n - S \tag{18}$$

여기서 $x \in R^n - S$에서 x가 슬라이딩 평면 s(x)를 제외한 R^n 공간 상의 어느 위치라면 $\dot{V}(x,t) < 0$이므로 s(x)=0 슬라이딩 평면으로 향하게 된다.

일반적으로 제어 시스템의 동특성은 도달 모드와 슬라이딩 모드로 이루어진다. 원하는 슬라이딩 모드 동특성은 적절한 스위칭 함수 를 설계함으로써 결정된다. 슬라이딩 모드 제어 설계에 있어서 중요한 부분은 도달 조건을 만족하는 제어 입력을 선정하는데 있다.

일반적으로 다음과 같은 도달 법칙 식 (19)를 주로 이용한다.

$$\dot{s} = -ksgn\ (s) \tag{19}$$

이때, $s > 0 : s(+) \cdot \dot{s}(-) < 0, s < 0 : s(-) \cdot \dot{s}(+) < 0$ 이므로 항상 $s \cdot \dot{s} < 0$ 를 만족한다. 따라서 $\dot{s}$값은 적절하다고 볼 수 있다. sgn(s)는 sign함수로 인자의 부호가 양수이면 +1, 음수이면 –1로 결정된다.

수렴속도는 스위칭 이득 k에 의해 결정되며, 제어 입력 u는 다음 식 (20)로 나타냈다.

$$u = u_{eq} + u_s \tag{20}$$

여기서 u_{eq} 는 등가 제어 입력이고, u_s 는 가변 제어 입력이며, 슬라이딩 평면에 도달하게 되면 s=0 가 되므로 제어 입력은 $u = u_{eq}$가 된다.

4.2 Integral Sliding Mode Controller

Integral Sliding Mode Controller는 시스템 오차의 궤적이 슬라이딩 평면에 도달하게 되면 시스템의 안정성, 파라미터 변동 및 외란에 강인함을 가진다. 그러므로 먼저 오차에 대한 정의를 하고, 그에 맞는 슬라이딩 평면을 설정하고 추적할 수 있도록 제어 입력을 설정해야한다.

ACF 시스템 오차는 다음 식 (21)으로 나타내었다

$$e_f = \boldsymbol{F_s} - \boldsymbol{F}_d \tag{21}$$

여기서 F_s 는 출력 값이고, F_d 는 입력 값이다. Integral Sliding Mode Control 의 슬라이딩 평면은 다음 식 (22)과 같이 정의된다.

$$\mathrm{s} = e_f + \lambda_1 \int_0^t e_f \, d\tau \tag{22}$$

여기서 λ_1 은 설계 파라미터이며, 양수이다. 식 (22)을 미분하면 다음 식 (23)로 표현된다.

$$\dot{s} = \dot{e}_f + \lambda_1 e_f \tag{23}$$

여기서 식 (13), (21), (23) 을 통해 다음 식 (24)를 도출할 수 있다.

$$\dot{s} = \dot{e}_f + \lambda_1 \alpha u + \lambda_1 (g(x,t) - m\ddot{x} - F_d) \tag{24}$$

슬라이딩 평면으로 도달하기 위해 위의 식 (24)를 고려하여 다음 식 (25)와 같은 도달 법칙 식을 만들 수 있다.

$$\dot{s} + k_1 \mathrm{s} + k_2 \mathrm{sgn(s)} = 0 \tag{25}$$

여기서, k_1과 k_2는 양수이다. 식 (24), (25)를 통해 등가 제어 입력 u_{eq}와 가변 제어 입력 u_s는 다음 식 (26)와 같다.

$$\begin{gathered} u_{eq} = \alpha^{-1}\left(m\ddot{x} + F_d - g(x,t)\right) - \lambda_1^{-1}\alpha^{-1}\dot{e}_f \\ u_s = -k_1 \mathrm{s} - k_2 \mathrm{sgn(s)} \end{gathered} \tag{26}$$

식 (26)를 통해 제어 입력 u 는 다음 식 (27)와 같이 정의된다.

$$\mathrm{u} = \alpha^{-1}\left(m\ddot{x} + F_d - g(x,t)\right) - \lambda_1^{-1}\alpha^{-1}\dot{e}_f - k_1\mathrm{s} - k_2\mathrm{sgn(s)} \tag{27}$$

하지만 위의 SMC의 경우 채터링 문제가 발생한다. 이는 부호 함수인 sgn로 인해 발생하는 문제이기에 이를 하이퍼볼릭 탄젠트 함수로 대체하여 문제를해결 할 수 있다. 하이퍼볼릭 탄젠트 함수 tanh(*)는 다음과 같다

$$\tanh\left(\frac{z}{h}\right) = \frac{e^{\frac{z}{h}} - e^{\frac{z}{h}}}{e^{\frac{z}{h}} + e^{\frac{z}{h}}} = \frac{1 - e^{\frac{z}{h}}}{1 + e^{\frac{z}{h}}} \tag{28}$$

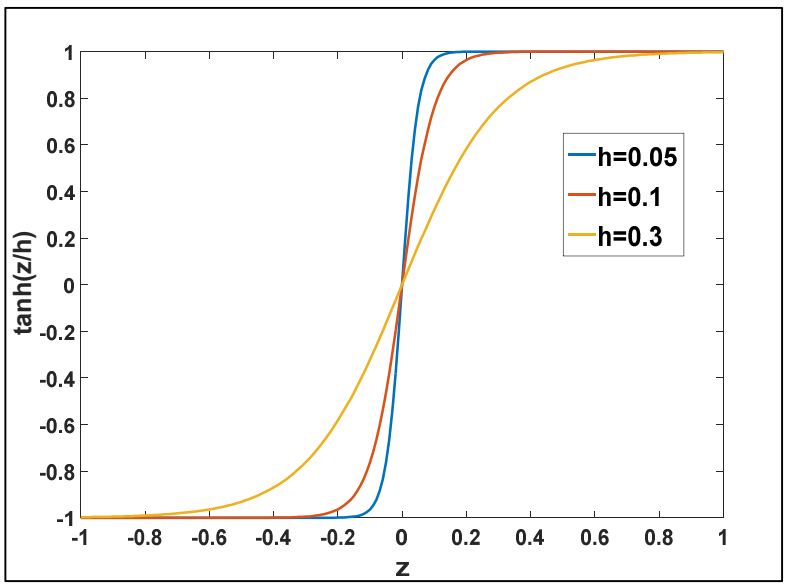

Fig 6. h 값에 따른 하이퍼볼릭 탄젠트 함수

여기서 양수인 h는 제어기 매개 변수로 제어 법칙에서의 평활도(smoothing degree)를 선택할 수 있다. Fig 6와 같이 큰 값의 h 는 큰 평활화를 생성하고, 작은 값의 h는 작은 평활화를 생성한다. 평활화의 정도가 증가하면 시스템의 강인함이 낮아지게 되므로 이를 고려하여 매개변수 h의 값을 선택해야 한다.[18)]

채터링 방지를 위해 위의 사항을 적용하여 제어식을 정리한다면 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$\mathrm{u} = \alpha^{-1}\left(m\ddot{x} + F_d - g(x,t)\right) - \lambda_1^{-1}\alpha^{-1}\dot{e}_f - k_1\mathrm{s} - k_2\tanh(\mathrm{s/h}) \tag{29}$$

Integral Sliding Mode Controller는 기존 PID Controller의 요소를 포함하며 강인 제어 요소를 포함시키는 제어 전략이라고 볼 수 있다. 기존 PID Controller의 경우 제어 입력이 다음과 같다.

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau)d\tau + K_d \dot{e}(\mathrm{t}) \tag{30}$$

그리고 Integral Sliding Mode Controller의 경우 위의 식 (29)에 식 (22)을 대입하여 전개한다면 다음과 같이 표현된다

$$\mathrm{u} = \alpha^{-1}\left(m\ddot{x} + F_d - g(x,t)\right) - \lambda_1^{-1}\alpha^{-1}\dot{e}_f - k_1(e_f + \lambda_1 \int_0^t e_f\, d\tau) - k_2\tanh(\mathrm{s/h}) \tag{31}$$

위의 식에서 $-\lambda_1^{-1}\alpha^{-1}\dot{e}_f - k_1(e_f + \lambda_1 \int_0^t e_f\, d\tau)$ 부분을 식 (30)과 비교해 본다면 ISMC에서 PID Controller의 제어 요소를 포함하고 있는 것을 확인할 수 있다. 그리고 나머지 시스템의 특성을 포함시킨 제어 입력 $\alpha^{-1}\left(m\ddot{x} + F_d - g(x,t)\right)$ 부분과 슬라이딩 평면으로 도달하게 추적하는 제어 요소 $-k_2\tanh(\mathrm{s/h})$ 부분을 포함시켜 더 외란에 강력한 제어기를 구성하고 있다.

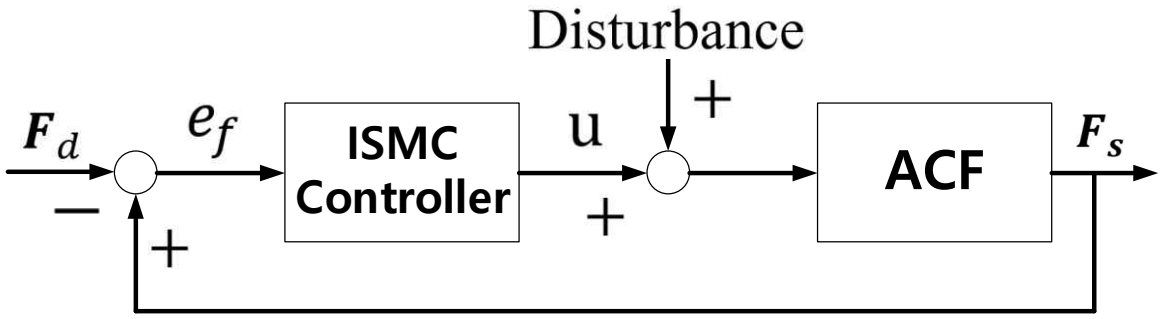

Fig 7. Structure of Integral Sliding Mode Controller

4.3 Stability

이 논문에서는 Lyapunov 이론을 적용하여 제어기의 안정성을 검증하도록 하겠다. 위의 식 (17)를 통해 정의된 Lyapunov function candidate를 통해 $\mathrm{s}\cdot\dot{s}<0$ 을 검증하도록 하겠다.

$$\begin{aligned}\dot{V} &= \dot{s}s \\ &= \mathrm{s}(\dot{e}_f + \lambda_1\alpha u + \lambda_1(g(x,t) - m\ddot{x} - F_d))\end{aligned} \tag{32}$$

위의 식 (29)와 식 (32)를 통해 아래와 같은 식을 구성할 수 있다.

$$\begin{aligned}\dot{V} &= \mathrm{s}(\dot{e}_f + \lambda_1\alpha(\alpha^{-1}\left(m\ddot{x} + F_d - g(x,t)\right) - \lambda_1^{-1}\alpha^{-1}\dot{e}_f - k_1\mathrm{s} - k_2\tanh(\mathrm{s/h})) \\ &\quad +\lambda_1(g(x,t) - m\ddot{x} - F_d)) \\ &= -\lambda_1\alpha k_2 s^2 - \lambda_1\alpha k_1 s\cdot\tanh(s/h)\end{aligned} \tag{33}$$

위의 식에서 $-\lambda_1\alpha k_2 s^2$의 경우 항상 $-\lambda_1\alpha k_2 s^2<0$, 이며 $-\lambda_1\alpha k_1 s\cdot\tanh(s/h)$의 경우 $\mathrm{s}>0:\tanh(s/h)>0, s<0:\tanh(s/h)<0$ 이므로 항상 $-\lambda_1\alpha k_1 s\cdot\tanh(s/h)<0$ 이다. 즉, 항상 $\dot{V}<0$ 을 만족한다. 그러므로 Lyapunov 이론을 통해 시스템의 안정성을 확인할 수 있다.

5. 시험장치구성

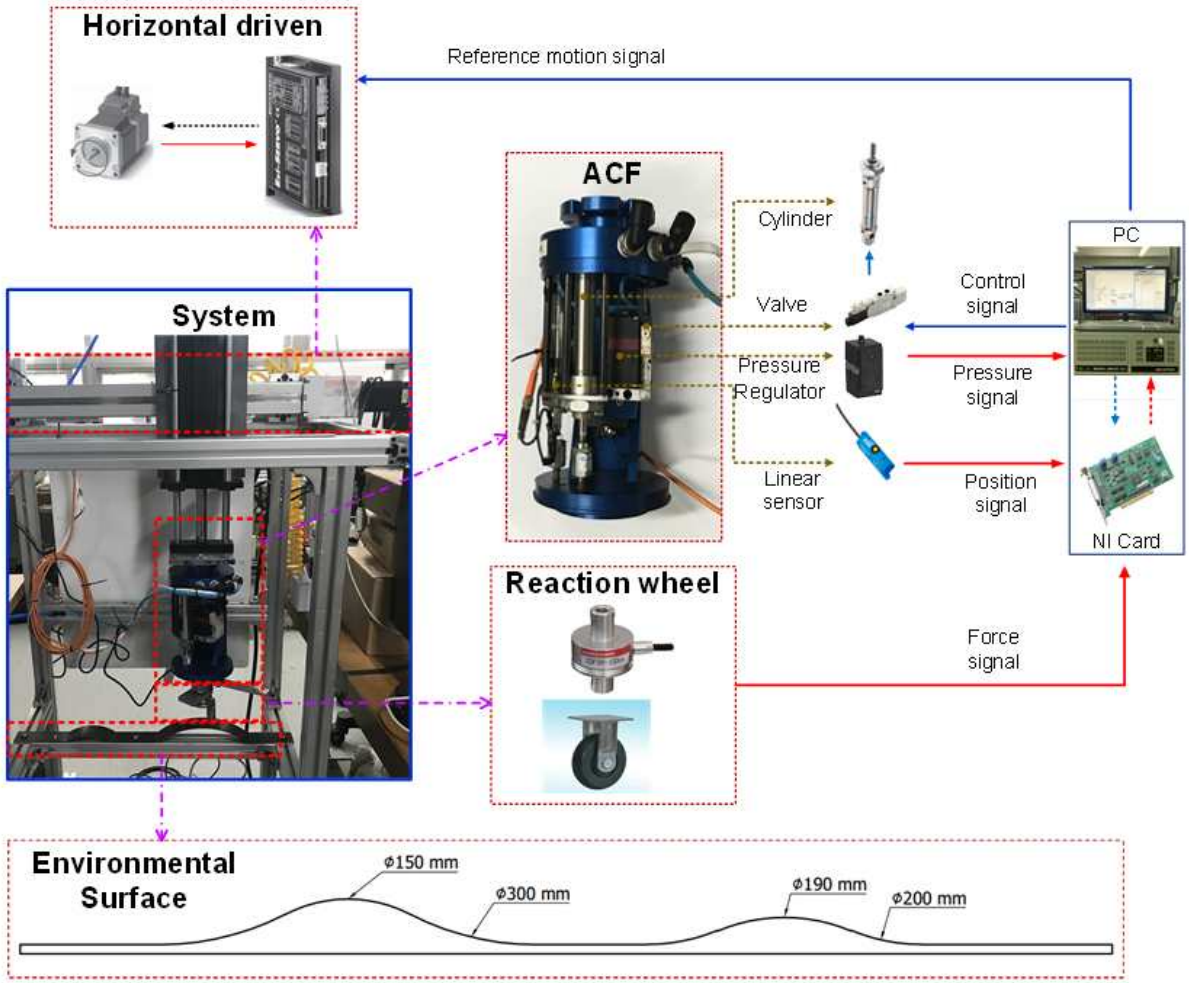

Fig 8. Active Contact Flange 실험 장치 구성

본 연구의 ACF 시스템은 2 position 5 way on/off solenoid valve, piezo-magnetic pressure regulating valve, Load-cell, Linear sensor, Cylinder, Air compressure로 구성되어있다. 시스템은 컴퓨터를 통해 NI Card에 신호를 주어 pressure regulating valve로 입력 신호를 전달하면 Air compressure로부터 공급되는 압축 공기를 일정 압력의 공기로 공압 실린더로 공급하여 힘을 생성하게 되고 ACF 끝단에 load-cell을 통해 접촉력을 측정하고, Linear sensor를 통하여 위치 정보 NI Card를 통해 받아 피드백 제어를 한다. 제안된 제어기는 MATLAB의 Real Time Window Target Toolbox를 이용해 컴퓨터에서 구현된다.

Table 1. ACF 테스트 벤치 스펙

Device	Description
Cylinder	Type: Festo DSNU-128TS TP0 Stroke length: 128 mm Bore diameter: 20 mm Rod diameter: 8 mm
Pressure Regulator	Type: Festo PRE-U-PS120006 Output signal: 0 – 10 Voltage Max pressure: 8 bar
Miniature directional control valve	Type: Parker A05PS25 Single Solenoid 5/2
DAQ Card	NI 6229 AI/AO: 16 bits (resolution) MEASUREMENT PCI-QUAD04
Loadcell	Model: CDFSA Rated capacity: 100 kg Rated output: 1.0 mV/V
Linear Sensor	Type: MPS-128TS TP0 Resolution: 0.03% (0.05 mm)

6. 실험결과

6.1 실험구성

제안된 시스템의 접촉력 유지 성능을 확인하고, ISMC 의 제어 성능을 확인하기 위해 앞서 언급한 ACF 실험 장치를 통해 시험을 실시하였다. 또한 산업현장에서 주로 사용되는 PID와의 같은 실험 조건안에서 비교를 통해 제안된 제어기의 성능 또한 평가하고, ACF 접촉력 능력을 확인한다. 시험은 총 6 가지이며 크게 외란 유무에 따라 2가지의 테마로 진행하였다.

ACF 시스템의 외란으로는 표면 높낮이 변화로 인한 ACF 공압 실린더 위치 변화를 만들어냈다. 외란이 없을 시에는 Force Tracking을 통한 제어기의 성능과 ACF 의 접촉력 제어 능력을 평가하고, 외란이 있을 시에는 일정한 힘을 유지할 수 있는지 확인하는 실험을 진행하였다.

제어기 Gain의 경우 각 상황에 맞게 Gain 값을 설정했으며, 외란이 있을 시, 결과값이 발산하지 않고 안정하게 접촉력을 유지할 수 있는 각각의 Gain 값을 선정했다. 각 Controller의 Gain은 아래 Table 2. 와 같다.

Table 2. 제어기 Gain

	Without disturbance	With disturbance(Slow)	With disturbance(Fast)
PID	K_P=3.5 K_I=3.5*6 K_D=1/6	K_P=3 K_I=0.5 K_D=0.003	K_P=1 K_I=1 K_D=0.003
ISMC	λ=6 K_1=3.5 K_2=2	λ=3 K_1=1 K_2=0.5	λ=3 K_1=0.6 K_2=0.5

6.2 실험

Case 1. Tracking the step signal without disturbance

Case 2. Tracking the pulse signal without disturbance

Case 3. Tracking the sin signal without disturbance

Case 4. Tracking the multi step signal without disturbance

Case 5. Tracking the step signal with disturbance(Slow)

Case 6. Tracking the step signal with disturbance(Fast)

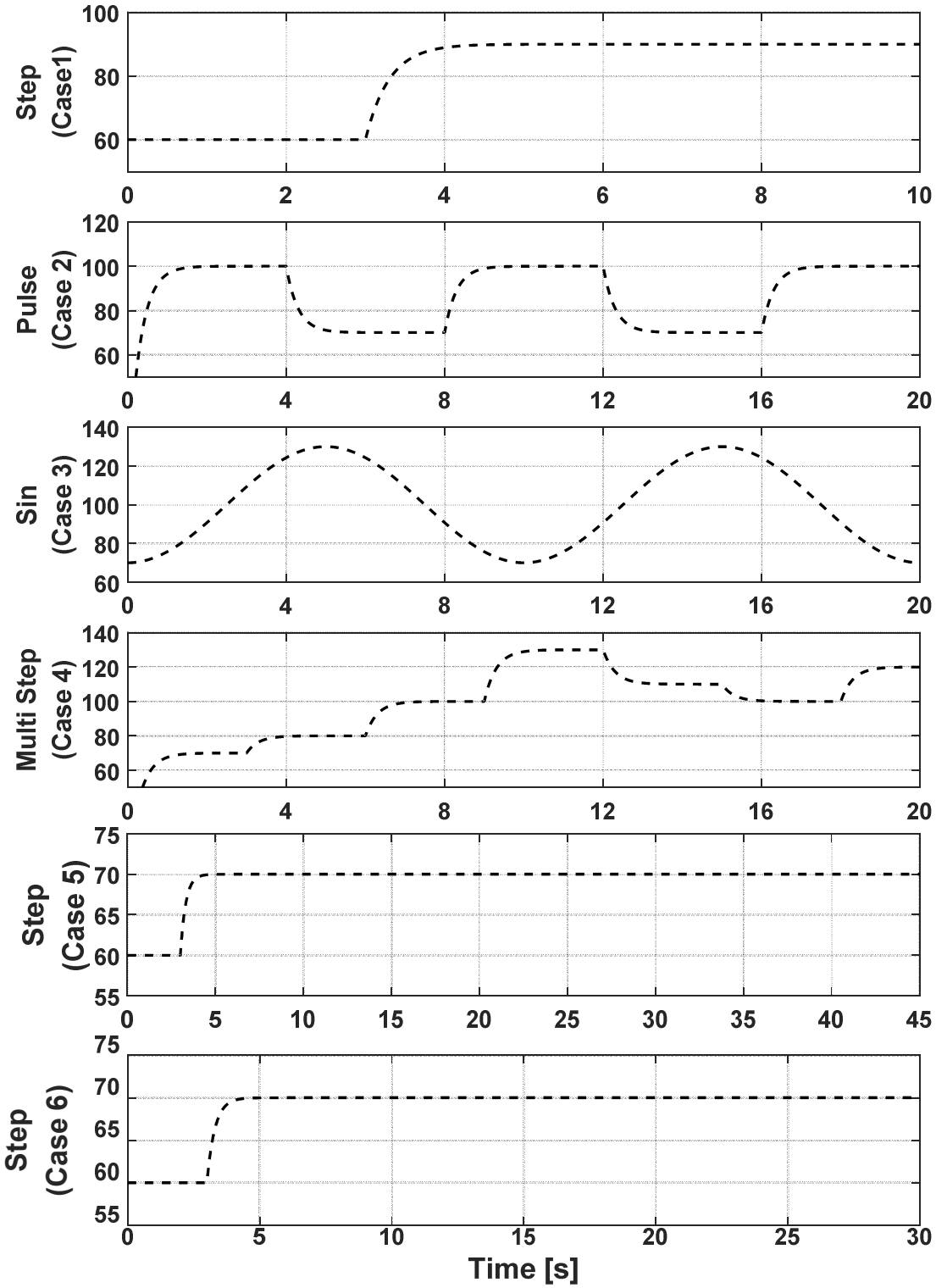

Fig 9. 실험을 위한 Force Signal

첫 번째 실험은 Step Signal로써 ISMC를 이용한 시스템 출력은 Fig 10로 나타난다. 힘을 Tracking 하고, 외란없이 그 힘을 유지하는 데 있어 좋은 정도를 보이며, PID와의 비교시 Fig 11과 같이 ISMC가 더 빠른 Tracking 성능과 높은 정밀성을 확인할 수 있다.

두 번째 실험은 Pulse Signal로써 ISMC를 이용한 시스템 출력은 Fig 12로 나타난다. 급격한 힘 변화에 의하여 약 6N 정도의 오차가 발생하지만 빠르게 Tracking 하여 안정되는 모습을 확인할 수 있으며, PID와의 비교시 Fig 13과 같이 더 빠른 Tracking 성능을 확인할 수 있다.

세 번째 실험은 Sin Signal로써 ISMC를 이용한 시스템 출력은 Fig 14로 나타난다. 연속적인 힘의 변화에 있어 빠른 Tracking 성능을 보인다. 그리고 힘의 변화가 상승에서 하강, 하강에서 상승으로 변화할 때 약 2N 정도의 오차가 발생하지만 빠르게 Tracking 하여 안정되며 오차를 거의 0N에 가깝게 유지하는 모습을 확인할 수 있다. PID와의 비교시 Fig 15에서 볼 수 있듯이 ISMC는 힘 변화 방향의 전환 시만 조금의 오차가 발생하며 빠르게 Tracking 하지만 PID의 경우 힘 변화 방향 전환뿐만 아니라 상승, 하강 시에도 지속적인 오차를 발생시키여 힘을 Tracking하는 모습을 확인할 수 있다.

네 번째 실험은 Multi Step Signal로써 ISMC를 이용한 시스템 출력은 Fig 16로 나타난다. 다양한 급격한 힘의 상승과 하강에 있어 빠르게 Tracking 하고, 안정성을 유지하는 모습을 확인할 수 있다. PID와 비교시 Fig 17과 같이 더 낮은 오차와 더 빠른 Tracking, 그리고 안정적인 모습을 확인할 수 있다.

다섯 번째 실험은 Step Signal과 ACF를 느린 속도로 높낮이가 다른 표면 위의 움직임을 통한 외란을 함께 적용한 실험이다. ISMC를 이용한 시스템 출력은 Fig 18로 나타난다. 그림에서와 같이 피스톤 Position의 변화에 있어 높이의 변화 시작점과 방향의 전환 부분에서 Load-Cell이 민감하여 조금의 Error가 발생하지만 빠르게 Tracking 하여 Position이 지속적으로 변하더라도 안정된 제어 성능을 확인할 수 있다. PID와의 비교 시 Fig 19와 같이 PID보다 더 외란에 강력하고 빠른 Tracking 성능을 확인할 수 있다.

여섯 번째 실험은 Step Signal과 ACF를 다섯 번째 실험에 약 1.6배 빠른 속도로 높낮이가 다른 표면 위의 움직임을 통한 외란을 함께 적용한 실험이다. ISMC를 이용한 시스템 출력은 Fig 20로 나타난다. Fig 21을 본다면 다섯 번째 실험과 비교하여 빠른 속도로 외란을 적용하였을 때 ISMC가 PID보다 빠르게 힘을 Tracking하여 접촉력을 유지하는 특성을 볼 수 있고, Slow일 때보다 실제 RMSE에 있어 더 높은 개선도를 보이기에, PID에 비해 ISMC가 빠른 외란에 좀 더 강력하고 빠른 Tracking 성능을 확인할 수 있다.

Table 3. 제어기 성능 평가

Case	Controller	Max. error [N]	RMSE [N]	RMSE reduction rate compared with PID
Case 1	PID	6.1700	0.4587	(-)
	ISMC	6.3303	0.3192	30.4%
Case 2	PID	8.0113	0.8745	(-)
	ISMC	7.2410	0.5678	35.0%
Case 3	PID	3.4346	0.9736	(-)
	ISMC	2.9236	0.5121	47.4%
Case 4	PID	6.9933	0.7265	(-)
	ISMC	6.0484	0.4714	35.1%
Case 5	PID	27.9554	2.8737	(-)
	ISMC	19.6910	2.3998	16.5%
Case 6	PID	27.0235	5.5354	(-)
	ISMC	20.9963	3.8505	30.4%

6.2.1 Case 1

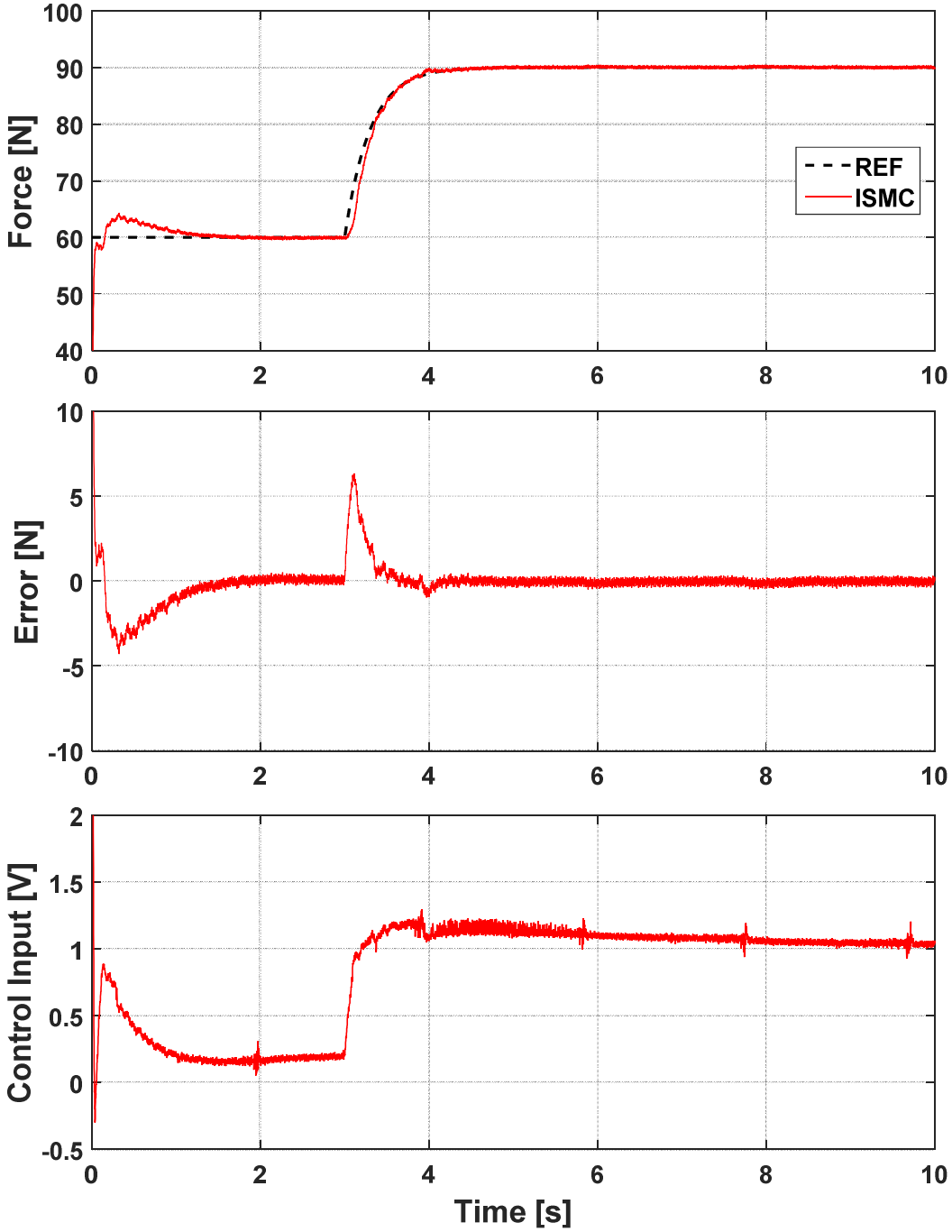

Fig 10. ACF 시스템 응답, Step

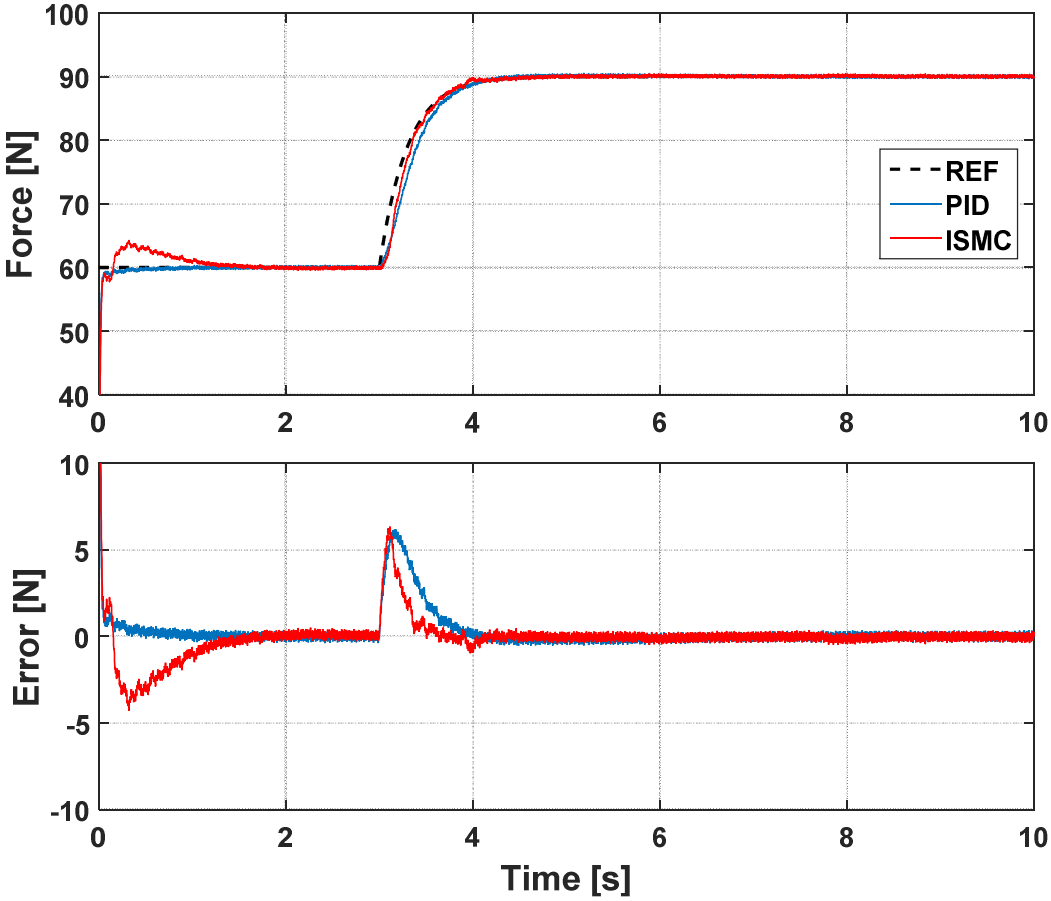

Fig 11.1. 제어기 비교, Step Signal

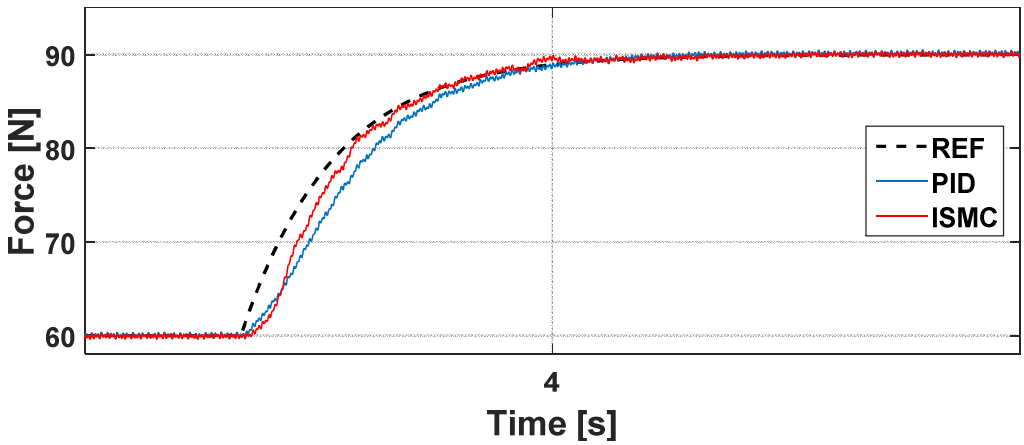

Fig 11.2. 제어기 비교 확대, Step Signal

6.2.2 Case 2

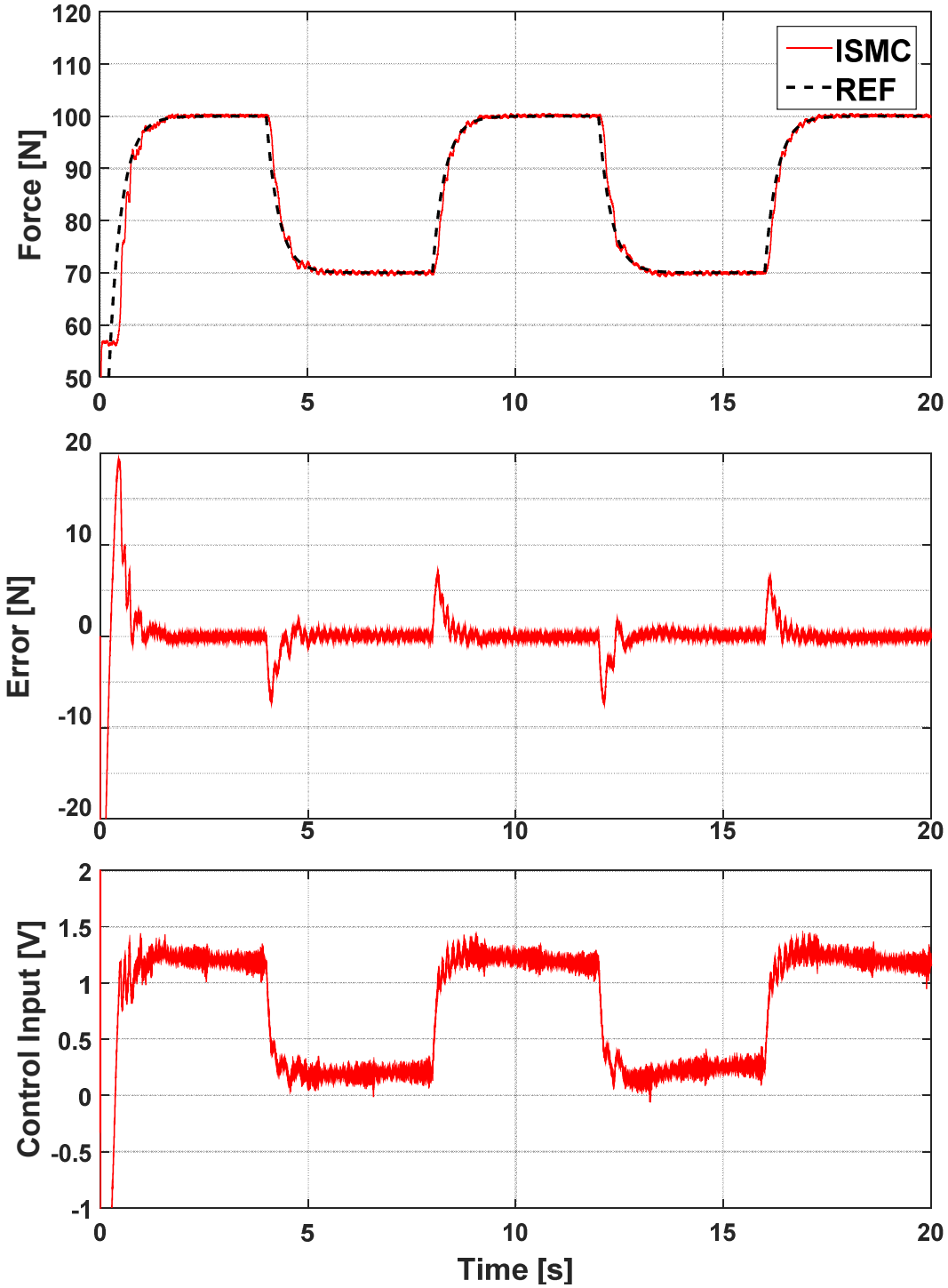

Fig 12. ACF 시스템 응답, Pulse Signal

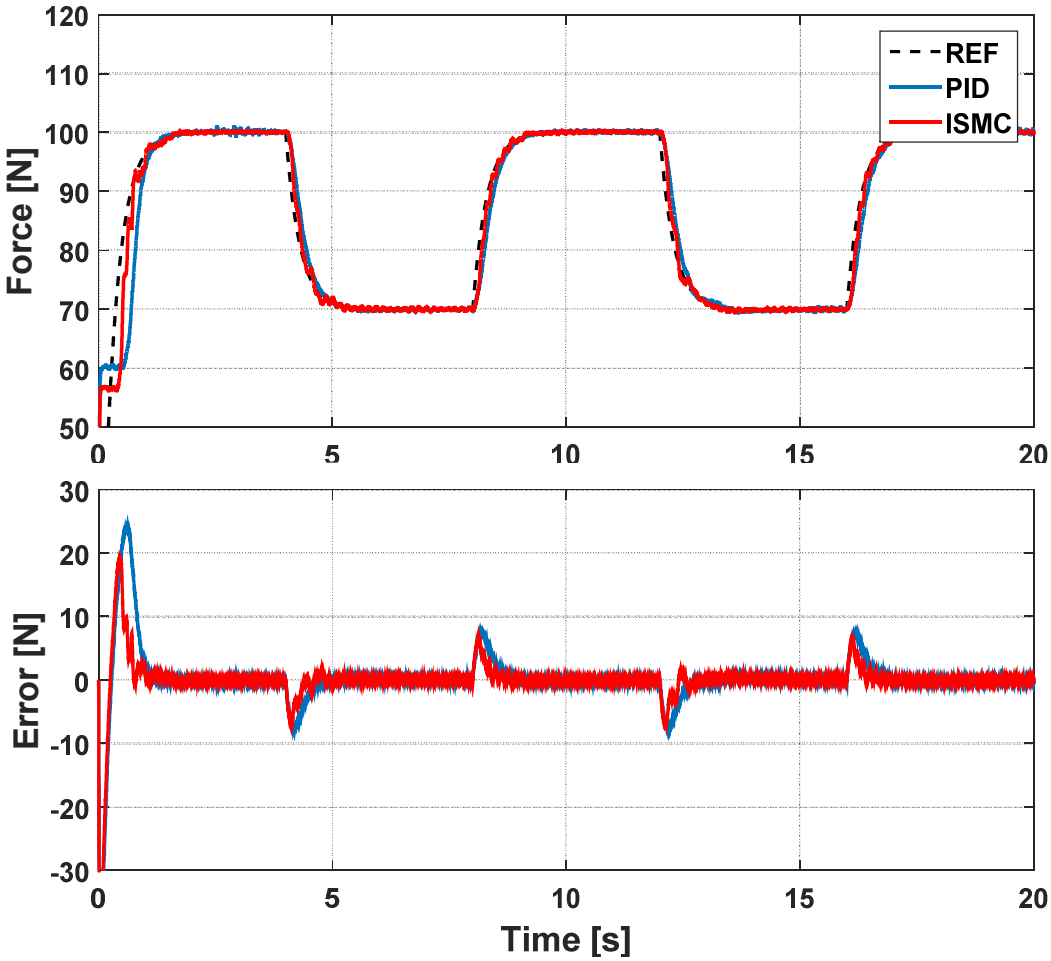

Fig 13.1. 제어기 비교, Pulse Signal

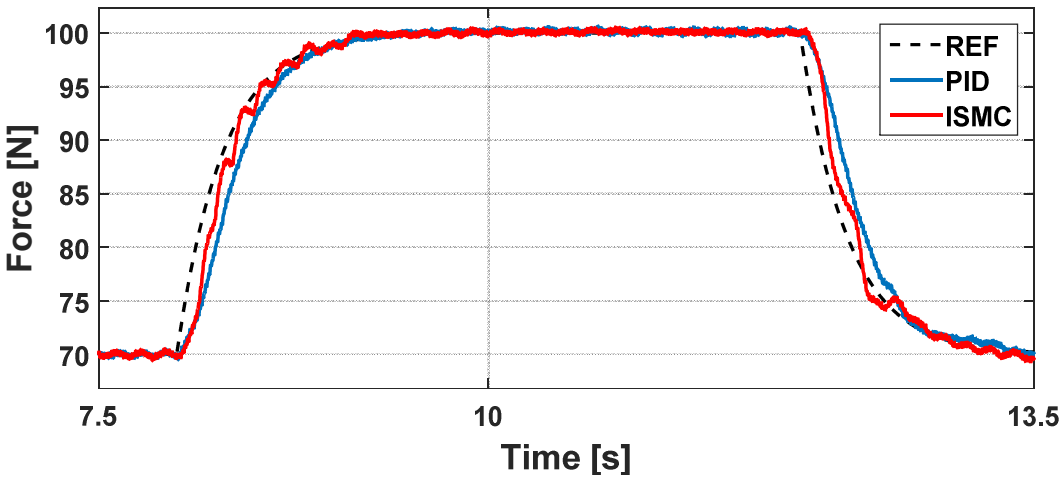

Fig 13.2. 제어기 비교 확대, Pulse Signal

6.2.3 Case 3

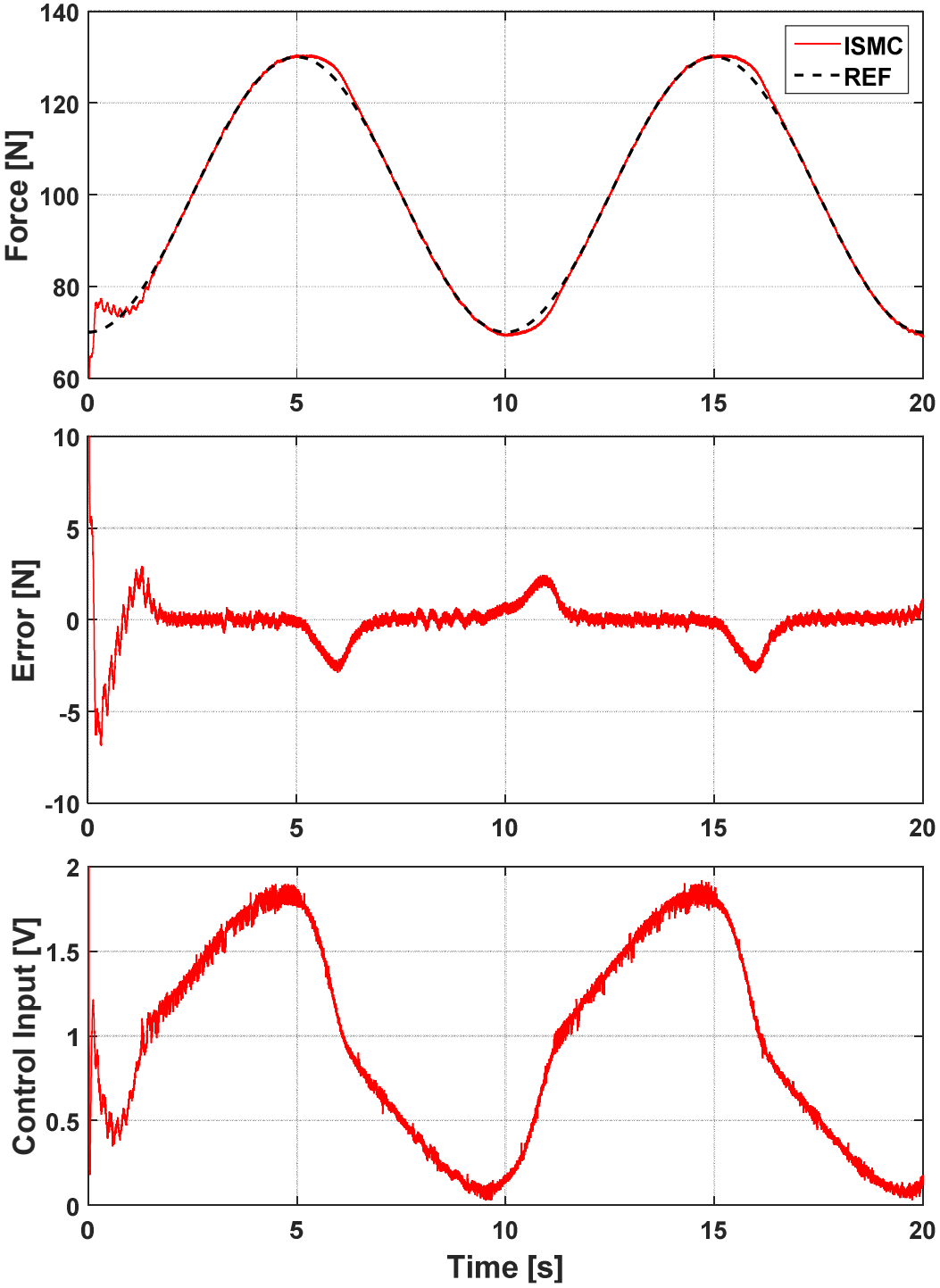

Fig 14. ACF 시스템 응답, Sin Signal

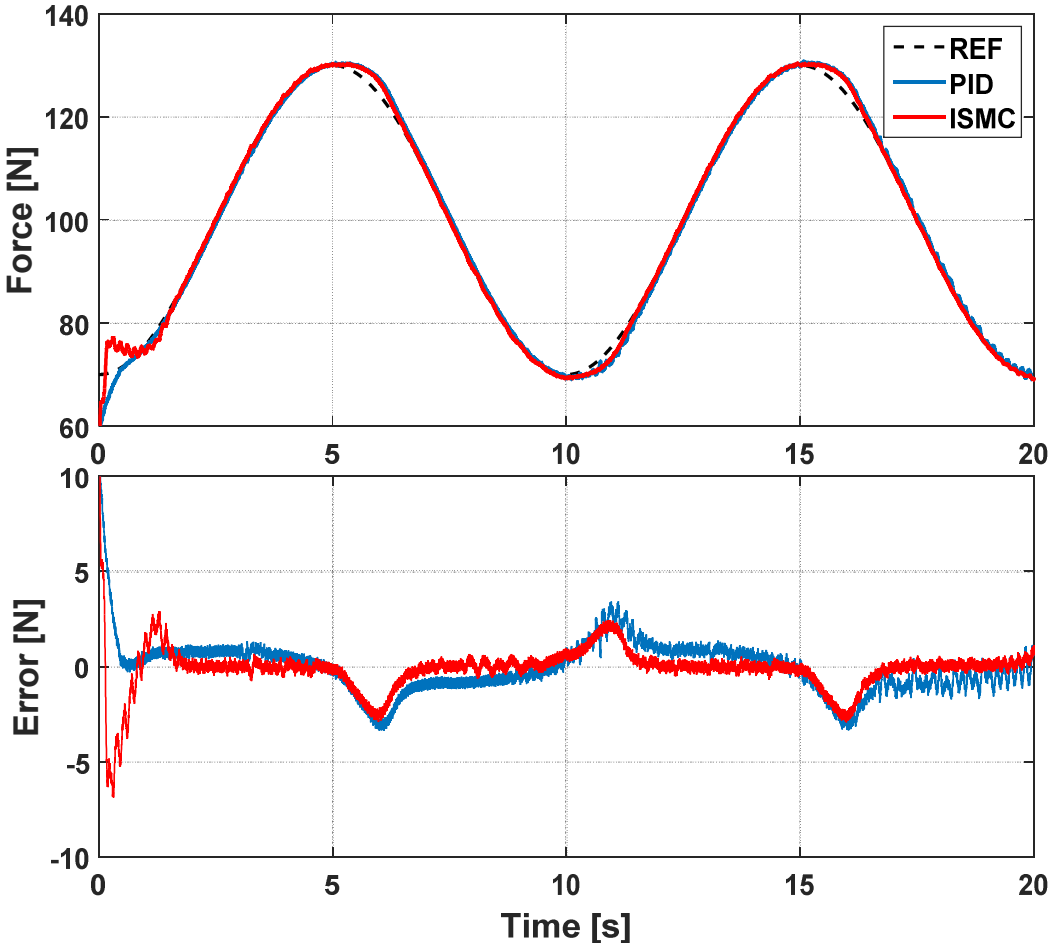

Fig 15.1. 제어기 비교, Sin Signal

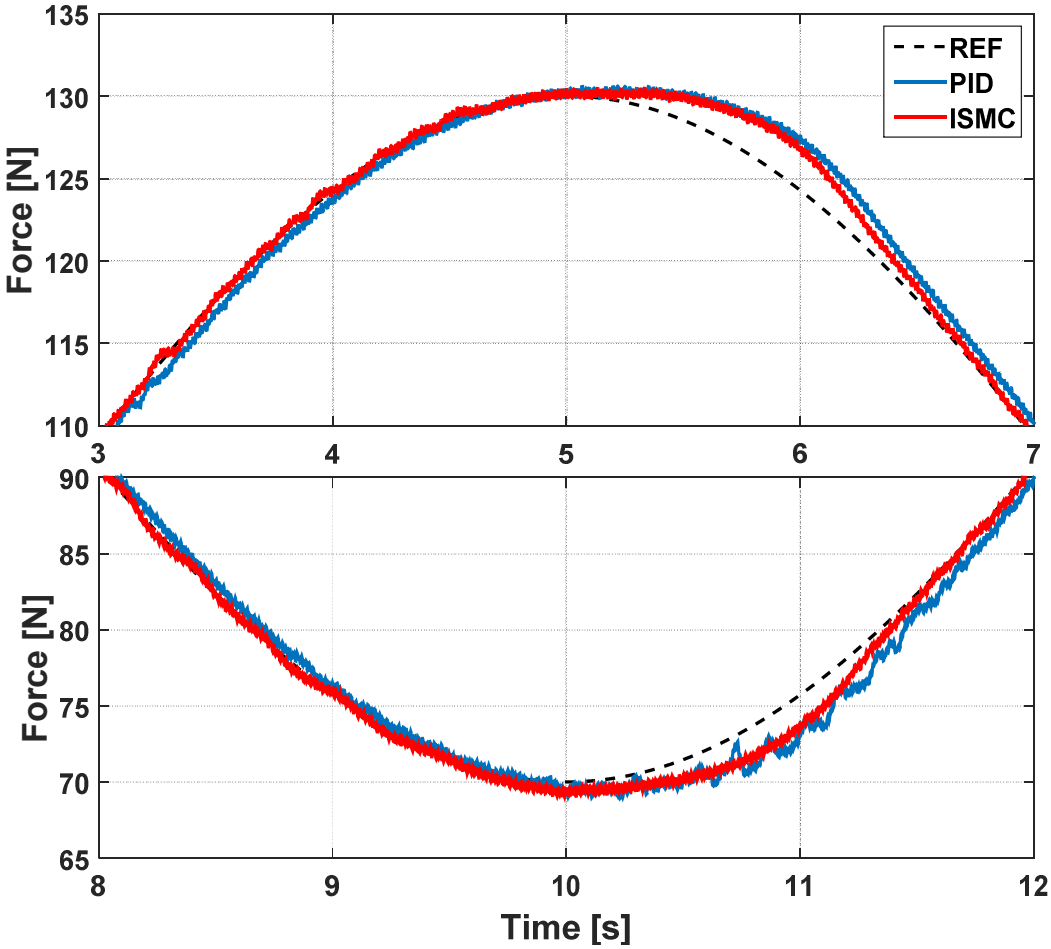

Fig 15.2. 제어기 비교 확대, Sin Signal

6.2.4 Case 4

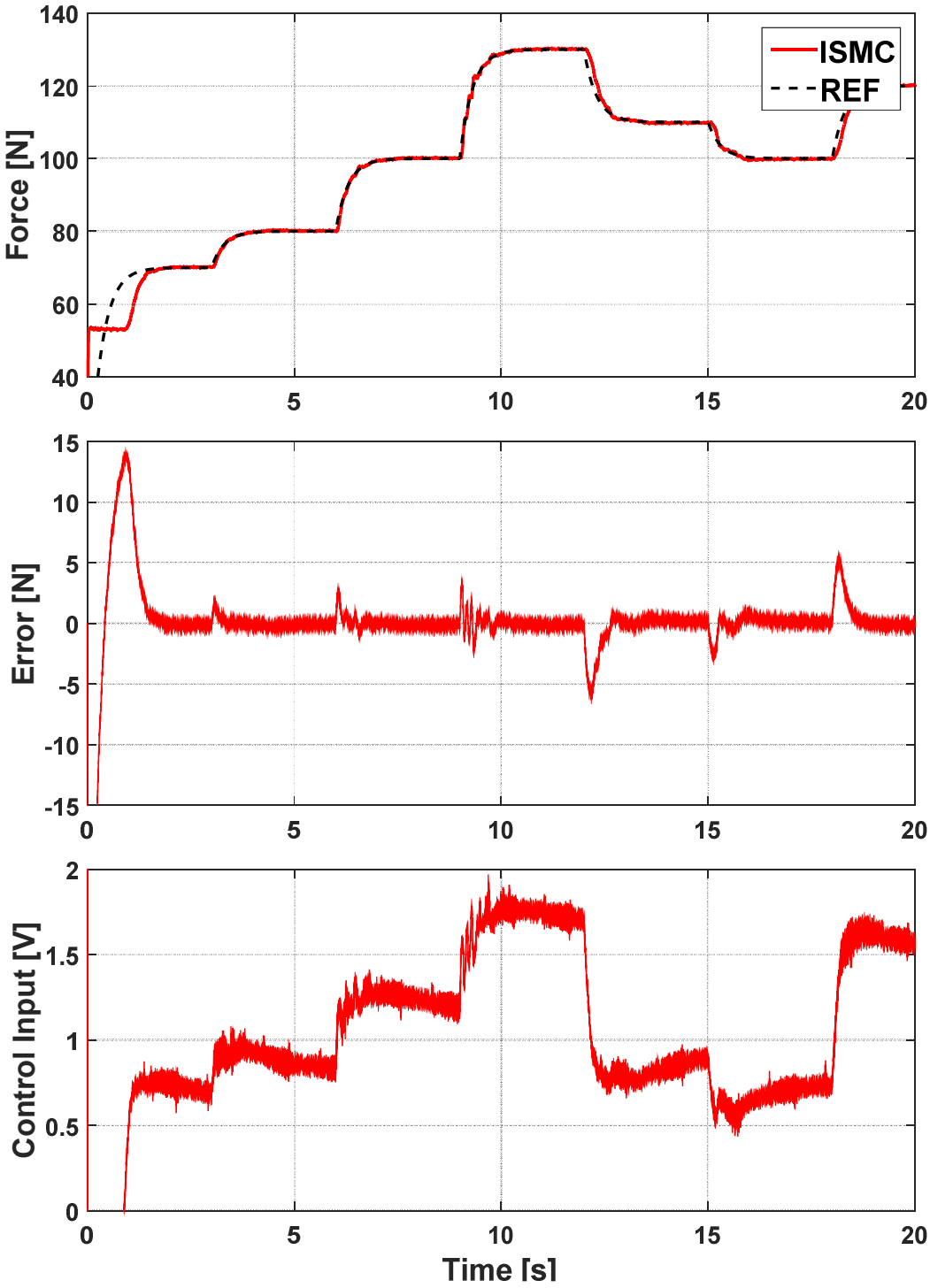

Fig 16. ACF 시스템 응답, Multi Step Signal

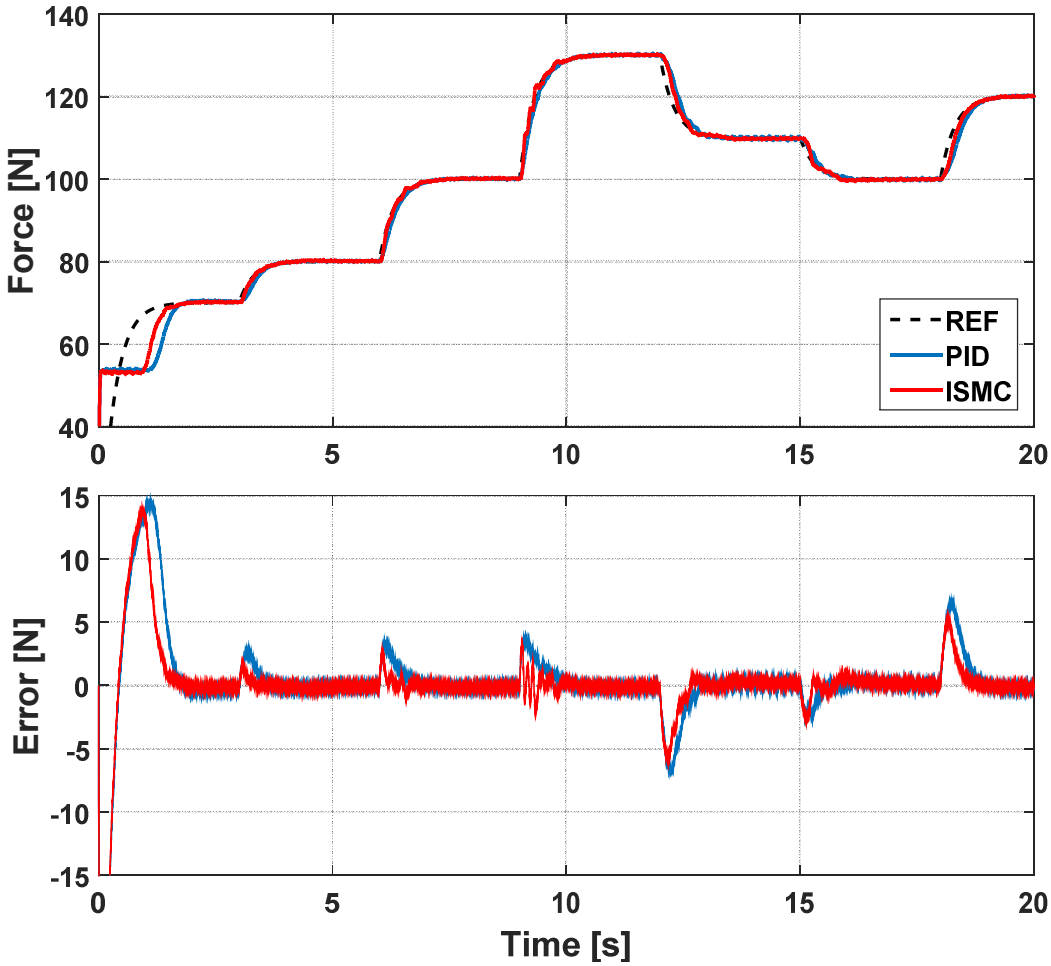

Fig 17.1. 제어기 비교, Multi Step Signal

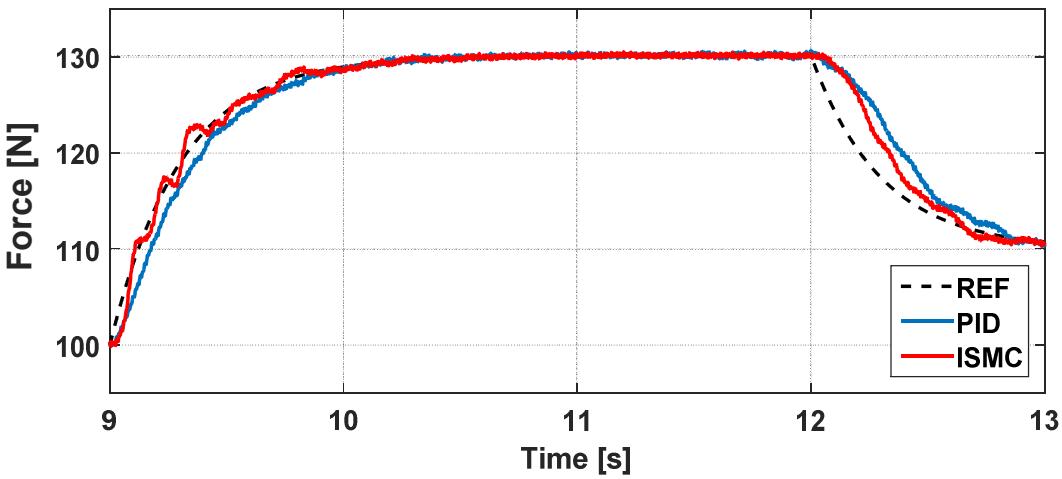

Fig 17.2. 제어기 비교 확대, Multi Step Signal

6.2.5 Case 5

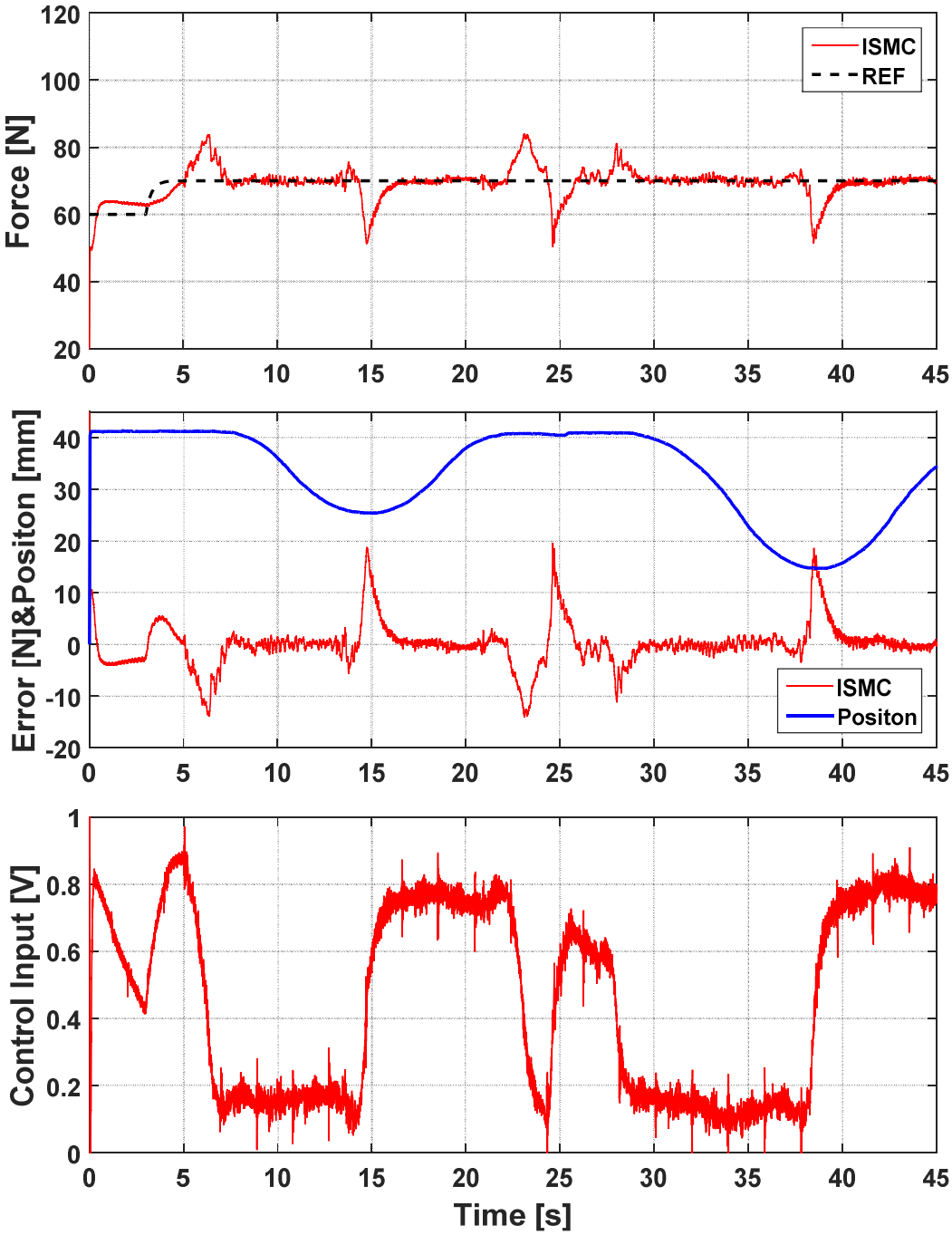

Fig 18. ACF 시스템 응답, Step Siganl with disturbance(Slow)

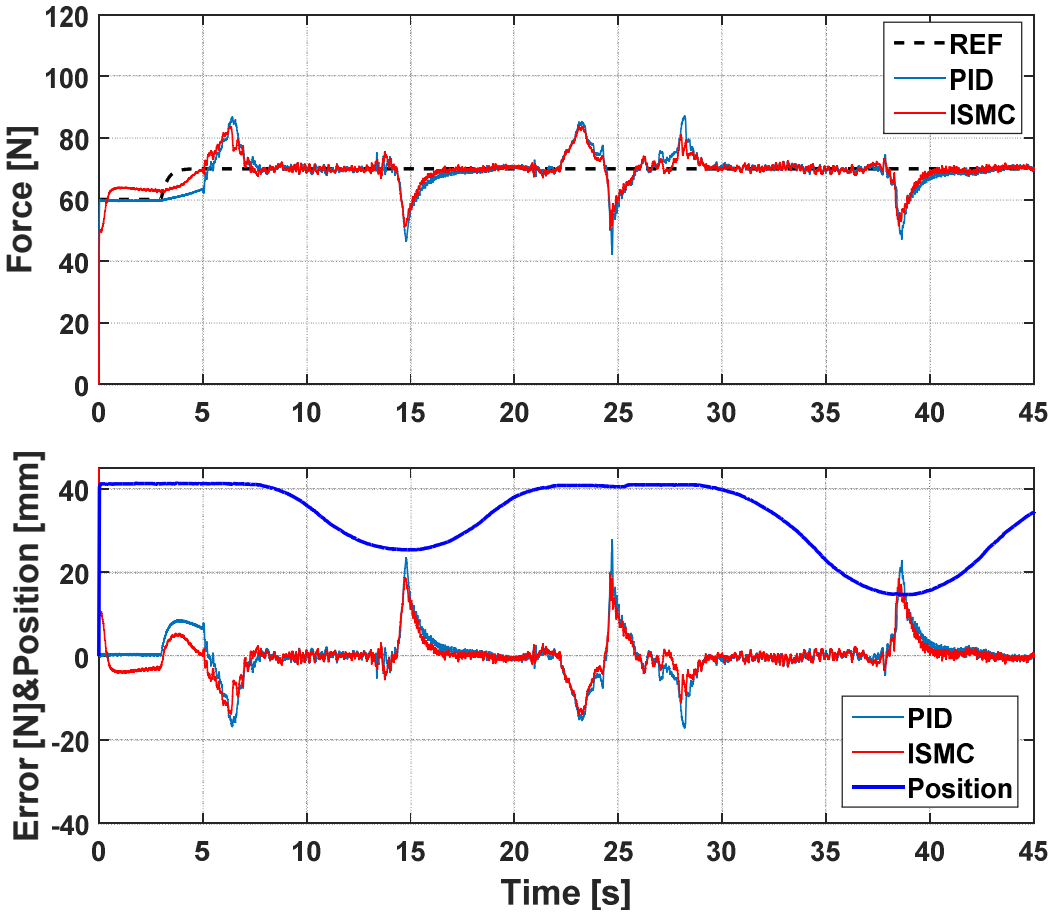

Fig 19.1. 제어기 비교, Step with disturbance(Slow)

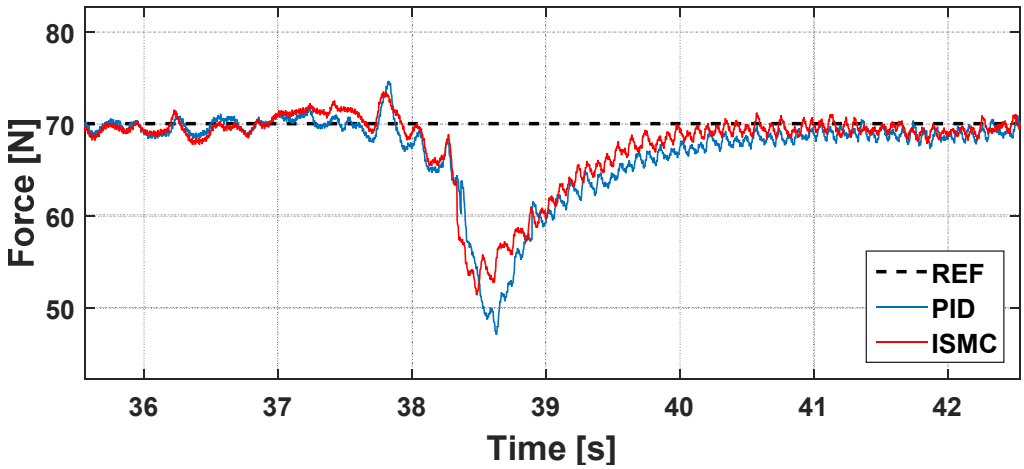

Fig 19.2. 제어기 비교 확대, Step with disturbance(Slow)

6.2.6 Case 6

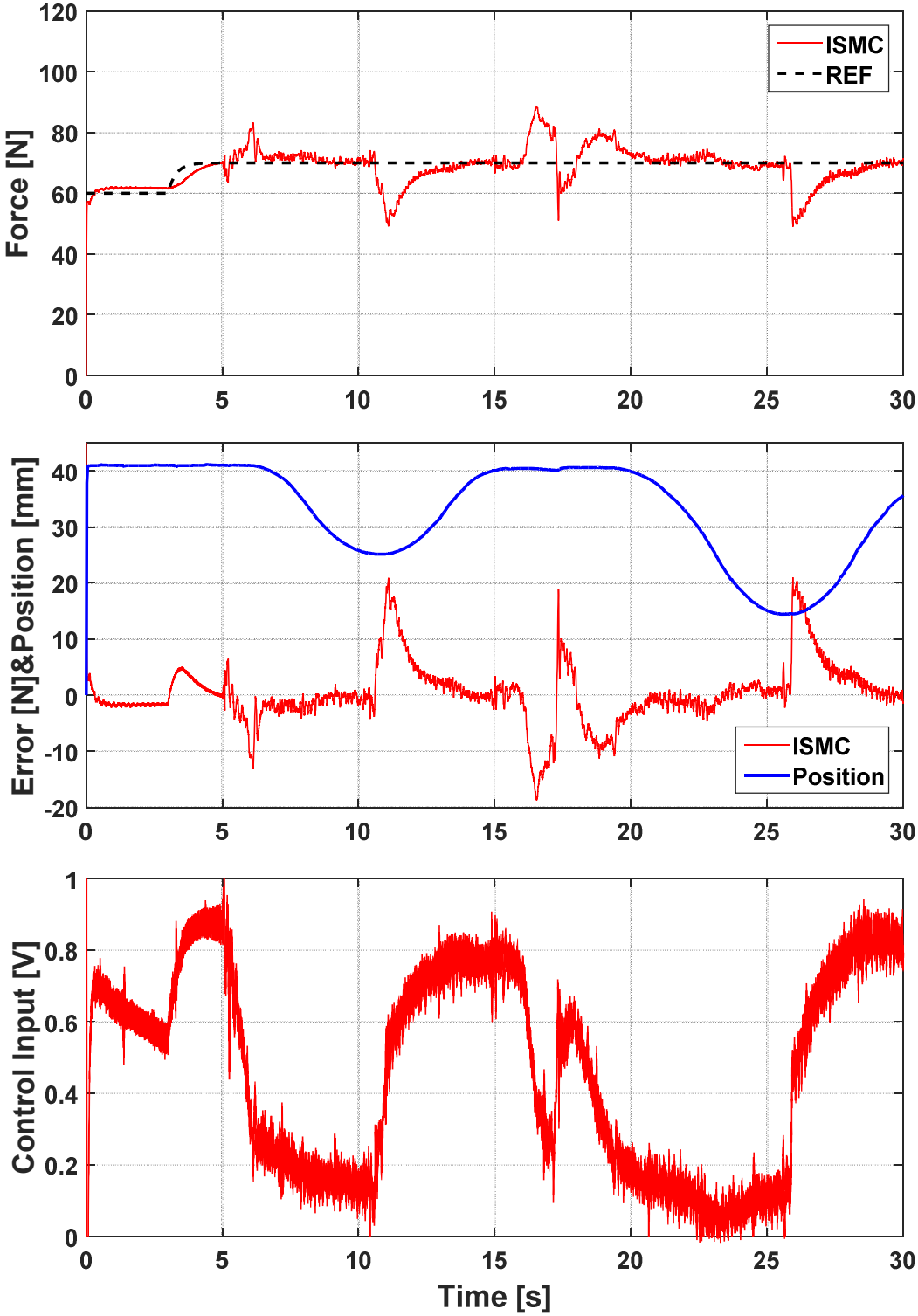

Fig 20. ACF 시스템 응답, Step Siganl with disturbance(Fast)

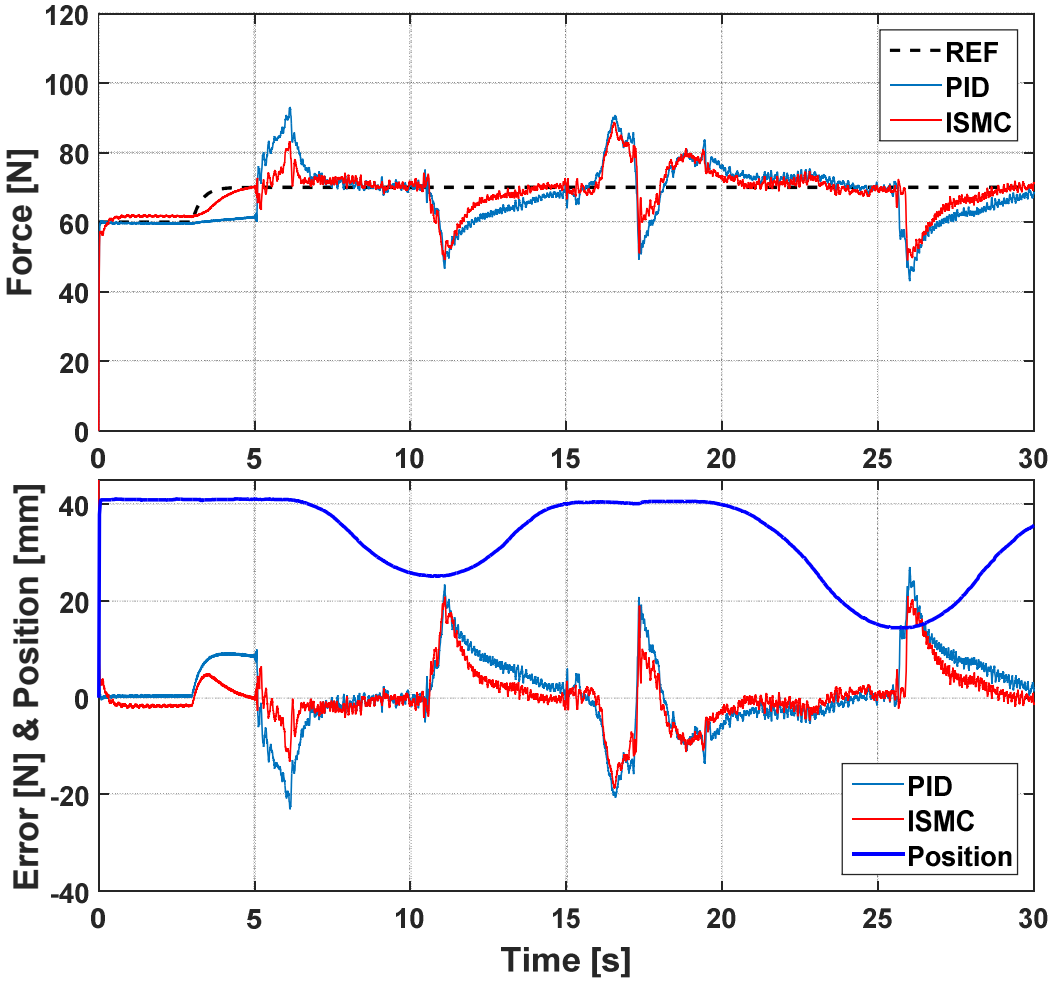

Fig 21.1. 제어기 비교, Step with disturbance(Fast)

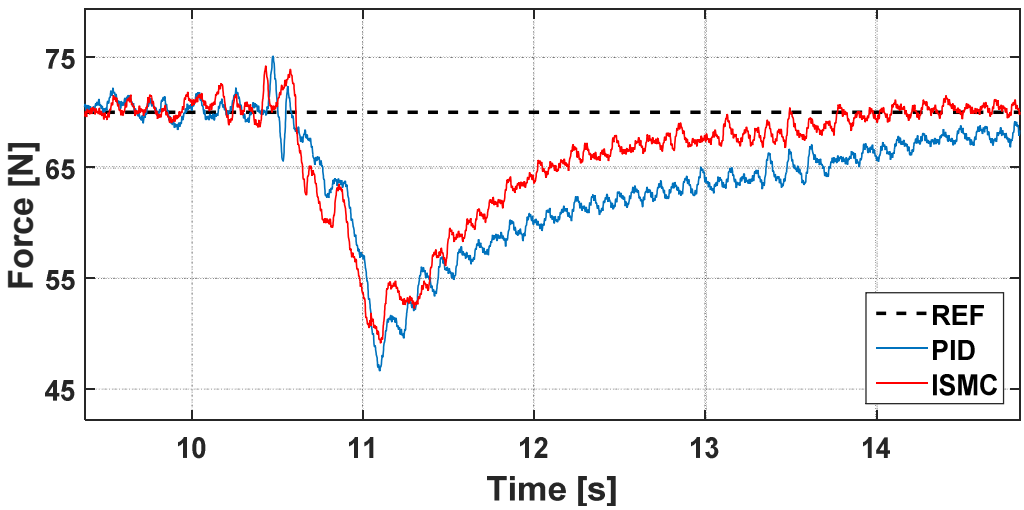

Fig 21.2. 제어기 비교 확대, Step with disturbance(Fast)

7. 결론

본 논문에서는 기존 표면 가공에 있어 접촉력을 유지하는 다양한 방식들 중 로봇팔과 End-Effector 중간에서 능동적으로 접촉력을 유지할 수 있도록 도와주는 ACF 시스템을 공압 실린더를 사용하고, Pressure Regulator 만을 사용하여 압력을 제어하고 접촉력을 제어할 수 있는 기존의 접촉력 제어방식 보다 저렴한 ACF 시스템을 제안하였다. ACF 기능 확인을 위해 4가지의 접촉력 신호를 사용하여 제어 성능을 확인하고, 표면 높낮이 변화의 외란과 함께 힘을 유지할 수 있는지에 대한 실험을 진행하였다.

구축된 ACF의 비선형성과 불확실성을 제어하기 위해 외란에 강력한 ISMC를 도입하여 힘을 제어하였고, 실험결과를 통해 외란이 없이 접촉력을 제어하는 부분에 있어 빠른 Tracking 능력과 안정성 있는 모습을 확인할 수 있었으며, 외란과 함께 접촉력을 유지하는 부분에 있어도 빠른 Tracking과 안정성 있게 힘을 유지하는 모습을 확인할 수 있어 Pressure Regulator 만을 사용하여 ACF의 기능을 구현하였다.

추후 연구에서는 실험결과에서 보였던 표면의 높낮이 변화 시작점에서의 생기는 큰 오차를 감소하기 위한 연구가 진행될 것이다. 따라서, 더 빠른 Tracking의 성능을 가진 제어기와 Hardware 적인 요소에 있어 좀 더 개선하고 높은 정도의 접촉력 유지 능력을 가질 수 있는 저가형 ACF 시스템을 구축고, Controller Gain 조정에 있어 각 상황마다 제어 Gain을 조정하였던 부분을 시스템 상의 Error 특징을 통해 좀 더 자동적으로 조정할 수 있도록 연구가 진행될 예정이다.

8. 참고문헌(Reference)

[1] J. Y. Choi, S, W, Kang, M. H. Kim, J. H. Ahn, H. S. Kim, Y. M. Back, "An Evaluation for Fatigue Strength Improvement of Fillet Welded With Edge Gussets Using Grinding Technique" The Korean Welding & Joining Society 2005.11. pp88-90.

[2] Güvenç L, Srinivasan K. "An overview of robot-assisted die and mold polishing with emphasis on process modeling." J Manuf Syst 1997;16(1) pp48–58.

[3] S. H. Hwang, D. C. Lee, "An Estimation of the Prevalence Rate of VWF by Different Wirist Posture during Grinding Tasks" Ergonomics Society of Korea, pp434-438, 2006

[4] Jeon D, Tomizuka M. "Learning hybrid force and position control of robot manipulators. Robotics and Automation." IEEE Trans Robot Autom 1993;9(4) pp423–431.

[5] Hsu F-Y, Fu L-C. "Intelligent robot deburring using adaptive fuzzy hybrid position/ force control. Robotics and Automation." IEEE Trans Robot Autom 2000;16(4) pp325–335.

[6] C. Fan, G. S. Hong, J. Zhao, L. Zhang, J. Zhao, L. Sun. "The integral sliding mode control of a pneumatic force servo for the polishing process" Precision Engineering 55 (2019) pp154-170

[7] Shi Y, Zheng D, Hu L, Wang Y, Wang L. "NC polishing of aspheric surfaces under control of constant pressure using a magnetorheological torque servo." Int J Adv Manuf Technol 58(9–12) pp1061–73. 2012

[8] Liu CH, Chen CCA and Huang JS. “The polishing of molds and dies using a compliance tool holder mechanism.” J Mater Process Tech 166(2). pp 230–236. 2005.

[9] Wu X, Kita Y and Ikoku K. “New polishing technology of free form surface by GC.” J Mater Process Tech 187 pp 81–84. 2007.

[10] Furukawa T, Rye DC, Dissanayake M, et al. “Automated polishing of an unknown three-dimensional surface.” Robot Cim-Int Manuf 12(3). pp 261–270. 1996.

[11] C. Fan, Z. Huan, L. Dingwei, C. Lin, T. Chao, D. Han. “Contact force control and vibration suppression in robotic polishing with a smart end effector” Robotics and Computer Integrated Manufacturing 57, pp 391-403, 2019.

[12] Wang. J, Pu. J, Moore. P. "A practical control strategy for servo-pneumatic actuator systems." Contr Eng Pract pp1483–8, 1999;7(12)..

[13] K. S. Oh and J. H. Seo, "Sliding Mode Observer-based Fault Detection Algorithm for Steering Input of an All-Terrain Crane", Journal of Drive and Control, Vol.14, No.2, pp.30-36, 2017.

[14] H. S. Lee, S. J. Won and K. K. Ahn, "The Numerical Modeling and Sliding Mode Control of A New Submersible Fish Cage", Journal of Drive and Control, Vol.14, No.3, pp.18-24, 2017.

[15] J. Lee et al., "Terminal Sliding-Mode Based Force Tracking Control of Piezoelectric Actuators for Variable Physical Damping System", 2014 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, September, Chicago, IL, USA, pp. 2407-2413, 2014.

[16] P. Bigras et al., "Modified feedback linearization controller for Pneumatic System With Non Negligible Connection port Restriction", Proceedings of the IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics, Tunisia, Vol. 2, pp. 227-231, 2002.

[17] T. W. Ha et al., "Position control of an Electro-Hydrostatic Rotary Actuator using adaptive PID control", Journal of Drive and Control, Vol.14, No.4, pp.37-44, 2017.

[18] S. W. Lee and K. H. Chun, "Adaptive Sliding Mode Controller Design for MPPT Control in Wind Turbine PMS Generator with Torque Uncertainties and Unknown Parameter", Journal of Institute of Control, Robotics and Systems 24(6), pp.532-539, 2018.6.

Study on Contact Force Control of Surface Machining Using Active Contact Flange

Bo Moon Seo
School of Mechanical Engineering,
University of Ulsan, South Korea

ABSTRACT

In this paper, we propose an Active Contact Flange (ACF) that enables the separate control of unstable force control through simultaneous force / position control in conventional surface machining automation. ACF is installed between the robot arm's processing equipment and the robot arm to maintain a constant contact force between the workpiece and the processing equipment to help get a good result in the surface machining work. Unlike conventional structures that use complex or expensive equipment to maintain contact force, ACF uses only pneumatic cylinders and pressure regulators to consider economics, environment, and efficiency. However, there is a nonlinearity in the pneumatic pressure used by the ACF system. In the case of the existing PID controller, the performance is simple and good, but the gain is fixed and there is uncertainty about disturbance. In the case of Fuzzy, it is difficult to determine the fuzzy rule. Therefore, in this paper, the contact force control of ACF is applied by applying the Integral Sliding Mode Controller which shows simple and excellent disturbance performance.

The contact force tracking performance is realized by constructing and verifying the simulation using the ACF pressure regulator and the pneumatic cylinder modeling, and constructing an integral sliding mode controller based on the calculated modeling.